
В.Д. Кузьмич, В.С. Руднев,
С.Я. Френкель

ТЕОРИЯ ЛОКОМОТИВНОЙ ТЯГИ



Учебник

УДК 629.42(075)
ББК 39.23
К893

Кузьмич В.Д., Руднев В.С., Френкель С.Я. Теория локомотивной тяги: Учебник для вузов ж.-д. транспорта / Под ред. В.Д. Кузьмича. — М.: Издательство «Маршрут», 2005. — 448 с.

ISBN 5-89035-265-2

В соответствии с программой учебного курса в учебнике рассмотрены общие вопросы механики транспортного движения, силы, действующие на железнодорожный поезд при его движении (силы тяги, основного и дополнительного сопротивления и тормозные), и факторы, их определяющие. Приведены необходимые данные для расчета этих сил. Даны сведения о тяговых характеристиках локомотивов.

Приведен анализ уравнения движения поезда и возможностей его решения при различных условиях. На этой основе изложена традиционная техника тяговых расчетов, а также с использованием ЭВМ.

Рассмотрены методы испытания локомотивов, история их развития, отмечена роль отечественных ученых в развитии науки о локомотивной тяге поездов.

Для студентов вузов железнодорожного транспорта.

УДК 629.42(075)
ББК 39.23

Авторский коллектив: Введение, главы 1 и 2 пп. 2.1–2.5 и глава 5 пп. 5.1–5.3 — профессор, доктор технических наук *В.Д. Кузьмич*; глава 2 пп. 2.6–2.8, главы 3, 4 и 8 — доцент, кандидат технических наук *В.С. Руднев*; глава 5 п. 5.4 и главы 6 и 7 — доцент, кандидат технических наук *С.Я. Френкель*.

Рецензенты: профессор, доктор технических наук *В.Н. Кашиников* (РГУПС); зам. начальника топливно-энергетического отдела ЦТ ОАО «РЖД», кандидат технических наук *С.С. Петраковский*; начальник локомотивной службы Московской железной дороги *В.Ф. Васильченко*.

ISBN 5-89035-265-2

© Коллектив авторов, 2005
© УМЦ по образованию на железнодорожном транспорте, 2005
© Издательство «Маршрут», 2005

От авторов

Наука о механике движения поездов, о тяге поездов или локомотивной тяге, является одной из основ для аналитического подхода к организации работы всего железнодорожного транспорта.

Поэтому курс «Теория локомотивной тяги» учебным планом подготовки инженеров по специальности 150 700 «Локомотивы» в транспортных вузах отнесен к числу фундаментальных дисциплин этой специальности. Он дает студентам, будущим специалистам в области реконструкции и эксплуатации локомотивов, локомотивостроения и локомотивного хозяйства железных дорог понимание тесной взаимной связи конструкции экипажной части локомотива, его энергетической установки и тяговых возможностей, а также и ясное представление и необходимые практические навыки научно обоснованного подхода к выбору рациональных режимов эксплуатации локомотивов, повышению их производительности и энергетической эффективности.

Изучение вопросов локомотивной тяги поездов в транспортных вузах в течение многих лет традиционно основывалось на фундаментальном учебнике профессоров А.М. Бабичкова (МЭМИИТ) и В.Ф. Егорченко (ВНИИЖТ) «Тяга поездов», впервые появившегося еще в довоенное время и последнее издание которого (с участием П.А. Гурского и А.П. Новикова) вышло в 1971 г. под названием «Тяга поездов и тяговые расчеты».

С того времени нового учебника по автономной тяге поездов для студентов транспортных вузов по специальности «Локомотивы» не было.

В 1987 г. издательство «Транспорт» выпустило учебное пособие «Тяга поездов» под редакцией кандидата технических наук, доцента МИИТа В.В. Деева. Более поздний по времени издания фундаментальный учебник «Теория электрической тяги», выпущенный тем же издательством в 1995 г., ориентирован на другую специальность и, к сожалению, как это вытекает из его названия, не охватывает ряда вопросов, необходимых для специальности «Локомотивы».

В новых учебных планах транспортных вузов по специальности «Локомотивы» в связи с фундаментализацией высшего технического образования было усилено внимание к теоретическим основам учебных дисциплин, и поэтому дисциплина, традиционно именовавшаяся «Тяга поездов», получила современное название — «Теория локомотивной тяги».

Авторы настоящего учебника — преподаватели транспортных вузов: профессора кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство» Московского государственного университета путей сообщения доктор технических наук В.Д. Кузьмич, кандидат технических наук В.С. Руднев и заведующий кафедрой «Тепловозы и тепловые двигатели» Белорусского государственного университета транспорта, кандидат технических наук С.Я. Френкель.

В трудный период реформирования железнодорожного транспорта авторы сочли необходимым обратить внимание студентов на длительный процесс параллельного и одновременного развития самих железных дорог, техники локомотивостроения, научных исследований механики транспортного движения и формирования науки о локомотивной тяге поездов и особо отметить роль отечественных ученых и специалистов в этом развитии.

Авторы хотели бы рассчитывать на то, что представляемый учебник сможет помочь студентам успешно осваивать серьезную транспортную науку о тяге поездов, одну из важнейших в их профессиональном образовании, а также на то, что преподаватели локомотивных кафедр транспортных вузов, ведущие учебные курсы по теории локомотивной тяги, не станут судить о результате этой, трудной для настоящего времени, работы авторов слишком строго. Именно эти надежды и поддерживали авторов в их работе над созданием этого учебника.

Авторы считают своим долгом выразить признательность рецензентам учебника: профессору, доктору технических наук В.Н. Кашникову (Ростовский государственный университет путей сообщения), кандидату технических наук С.С. Петраковскому (ОАО «Российские железные дороги») и начальнику локомотивной службы Московской железной дороги инженеру В.Ф. Васильченко за внимательное прочтение рукописи и полезные советы.

ВВЕДЕНИЕ

Железные дороги Российской Федерации являются ведущим видом транспорта в нашей стране. Они играют решающую роль в выполнении перевозок важнейших грузов, топлива, промышленного сырья, готовой продукции. Бесперебойное функционирование железнодорожного транспорта служит гарантией возможности развития экономики страны, ее промышленности и сельского хозяйства.

Железные дороги обеспечивают значительную часть пригородных и дальних пассажирских перевозок в нашей стране с ее необъятной территорией.

По протяженности железнодорожных линий Россия занимает второе место в мире (после США), по объемам перевозки грузов — третье место (после США и КНР), по перевозкам пассажиров — так же третье, после КНР и Японии.

Огромная работа железнодорожного транспорта России, как и везде, во многом определяется локомотивным парком железных дорог, эффективностью его использования в эксплуатации, техническими возможностями и состоянием, энергетическими затратами.

Локомотив — это символ железной дороги в самом широком смысле этого слова. Железные дороги обязаны локомотивам и своим возникновением как вида транспорта в начале XIX века, и всем дальнейшим развитием и совершенствованием.

Именно локомотив (тогда это был, естественно, паровоз), как машина для создания движущей силы на рельсах, как техническое транспортное средство для перемещения (тяги) поездов по рельсовым путям, сделал возможным создание новой транспортной системы общего пользования — железной дороги.

История развития железных дорог началась с появления первых локомотивов и в дальнейшем была неразрывно связана с развитием и совершенствованием всех видов средств тяги. Слово «локомотив» на всех языках стало синонимом силы и прогресса.

Развитие промышленности локомотивостроения и локомотивной тяги на железных дорогах в XX веке привело к расширению исследовательской деятельности и накоплению опыта эксплуатации локомотивов. Труды многих ученых, инженеров и практиков способствовали форми-

рованию отраслевой науки о железнодорожном транспорте и, в частности, науки о механике движения поездов на железных дорогах, которая получила название «Тяга поездов».

Наука о тяге поездов и методологии тяговых расчетов — одно из важнейших направлений транспортной науки, непосредственно связывающее между собой теоретические вопросы механики движения на железнодорожном транспорте с практическими расчетами по обеспечению эффективной и высокопроизводительной работы локомотивов и безопасности движения поездов.

Теория локомотивной тяги является базой для анализа большинства вопросов, связанных с механикой движения поезда, рационального проектирования локомотивов, выбора и расчета их основных параметров, оценки их тяговых и эксплуатационных возможностей.

Основы теории автономной локомотивной тяги, как фундаментального направления транспортной науки, были заложены в пору интенсивного развития российского железнодорожного транспорта еще в конце XIX — начале XX веков выдающимися отечественными учеными и специалистами, такими, как А.П. Бородин, В.А. Лопушинский, Н.П. Петров, Ю.В. Ломоносов, А.И. Липец, Г.В. Лебедев и многие другие.

В советское, в особенности послевоенное, время наука о тяге поездов и ее практическая база были в значительной мере развиты и расширены, в том числе и применительно к новым видам тяги (электрической и тепловозной), на основе многочисленных экспериментальных исследований, проведенных научными сотрудниками ВНИИЖТа на Опытном кольце института (В.Ф. Егорченко, А.И. Долинжев, О.Н. Исаакян, П.А. Гурский, П.Н. Астахов, П.П. Стромский, В.Г. Иноземцев, П.Т. Гребенюк, А.Н. Долганов и др.), и работ ученых и преподавателей транспортных вузов (Д.А. Штанге, А.М. Бабичков, В.В. Деев, А.П. Новиков и др.).

Тяговые расчеты, принципы и методы которых разработаны для российских железных дорог отечественными учеными и специалистами на базе теории тяги поездов, являются основой для технико-экономической оценки эффективности использования конкретных типов локомотивов на конкретных железных дорогах и выбора типа локомотива для эффективной эксплуатации на заданных участках железных дорог.

Учебный курс «Теория локомотивной тяги» является одним из основных разделов транспортной науки и, соответственно, профессионального железнодорожного образования. В организации надежной и бесперебойной работы железных дорог он имеет не меньшее значение, чем расчеты на прочность при создании пути, искусственных сооружений, подвижного состава.

Глава 1

ТРАНСПОРТНОЕ ДВИЖЕНИЕ И ЛОКОМОТИВНАЯ ТЯГА. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Транспортное движение и его особенности

Транспортное движение — это движение, связанное с перемещением в пространстве грузов или пассажиров. Существуют различные виды и формы транспорта: наземные, водные, воздушные, но все они (кроме, может быть, трубопроводного транспорта, где перемещается непосредственно сам груз — жидкий или газообразный) осуществляются путем перемещения транспортного средства (автономного, как автомобиль, самолет, судно, поезд с тепловозом, или неавтономного — электропоезд, трамвай, троллейбус) с грузами или пассажирами на определенное расстояние S : от места погрузки (посадки) до места выгрузки или доставки, буквально, как в школьных задачах — «из пункта А в пункт Б».

Так как для перемещения необходима движущая сила, при транспортировке совершается механическая работа, которая по определению равна произведению величины силы (действующей в направлении движения) на пройденное расстояние. Для выполнения этой работы необходимо затратить энергию в какой-то ее форме.

Особенности транспортного движения. Транспортное движение имеет некоторые особенности, которые отличают его от других видов движения.

Прежде всего, движение транспортного средства — циклическое. В каждом его цикле есть начало движения (момент во времени и точка — в пространстве) и его конец, когда скорости движения равны нулю, то есть транспортное средство и его груз до начала движения и после

его окончания неподвижны. Таким образом, каждый цикл движения характеризуется пройденным расстоянием и временем движения. Эти две величины позволяют подсчитать среднюю скорость движения.

Любое движение в пространстве в общем случае может быть трехмерным, то есть при движении тела могут изменяться все три геометрические координаты его положения в пространстве в данный момент.

Однако транспортное движение не стихийное, а целенаправленное. Оно связано с перемещением транспортного средства с грузами или пассажирами на конкретное определенное расстояние и, по возможности, кратчайшим путем, то есть по прямой линии, и, как правило, за минимально возможное время.

Кратчайшим расстоянием между двумя точками, как известно, является прямая линия, их соединяющая. Поэтому оптимальным для любого транспортного средства является движение по прямой (кратчайший путь и, следовательно, минимальное время этого движения). Принимая такое допущение, можно транспортное движение в идеале рассматривать как одномерное (когда в движении меняется лишь одна единственная геометрическая координата — расстояние от исходной точки начала движения).

Так как в начале и в конце транспортного цикла скорость движения равна нулю, сам цикл движения состоит, как минимум, из трех различных фаз (или режимов) движения: разгон (трогание с места и увеличение скорости движения), собственно транспортное движение в определенном диапазоне скоростей и последующее замедление (вплоть до полной остановки).

Цикл транспортного движения. На рис. 1.1 показан примерный график характера изменения скорости движения во время цикла транспортного движения на расстоянии от пункта A (координата пути S_1) до пункта B (координата S_2). Рассмотрим его внимательней.

Если бы была поставлена задача преодолеть расстояние $AB(S_2 - S_1)$ за минимальное время, то график скорости транспортного движения должен был бы состоять всего из двух ветвей: режима разгона с максимально возможным ускорением (от A до точки B , которая бы соответствовала максимальному значению достигнутой скорости) и режима резкого торможения с наибольшим возможным замедлением (отрицательным ускорением) — от B до A . Этот график движения показан на рис. 1.1 пунктирными линиями.

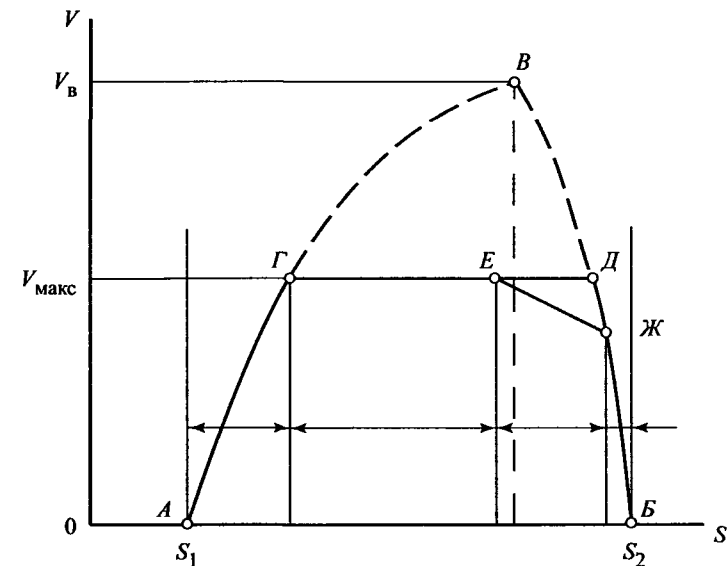


Рис. 1.1. Циклы транспортного движения

При транспортном движении по этому графику средняя скорость движения была бы выше, чем при любых других возможных графиках движения между точками A и B . Однако, с одной стороны, можно представить, что при больших расстояниях максимальная, требуемая для такого режима, величина скорости (в точке B) стремилась бы к бесконечным значениям, которые техника вообще обеспечить не может. С другой стороны, такой режим неразумен с точки зрения затрат энергии, ибо весь запас кинетической энергии, накопленный транспортным средством на стадии разгона, должен быть полностью погашен (поглощен и преобразован в теплоту) тормозными средствами. Кроме того, величины необходимого замедления и создающей его тормозной силы также могут быть неограниченно большими, недопустимыми по соображениям безопасности или обеспечения сохранности грузов под действием сил инерции.

Поэтому в реальных условиях транспортных перевозок такой режим (за минимальное время) неприемлем. Однако примерно так (по линии AB) осуществляется разгон ракетных двигателей при запуске космических объектов, которым не нужно останавливаться.

Почти по такому режиму цикла пытаются ездить по городским улицам некоторые «лихие» водители автомобилей, которые, буквально срываясь с места, когда включается зеленый свет на светофоре, мчатся с ускорением до следующего перекрестка, где потом при красном свете вынуждены резко тормозить, не жалея шины своих транспортных средств.

В жизни и в технике не может быть бесконечно больших значений физических величин.

Прежде всего, в любом транспортном движении ограничивается величина максимальной скорости. Природа этих ограничений может быть различной. Скорость может ограничиваться конструктивными факторами (конструкция и прочность самого транспортного средства и пути, по которому оно движется). Для локомотивов такая наибольшая допустимая скорость поэтому и называется конструкционной. Кроме того, скорость может ограничиваться различными объективными причинами (условиями организации движения или обеспечением его безопасности, техническим состоянием пути и т.п.).

Ограничение величины максимальной скорости на графике рис. 1.1 превращает криволинейный треугольник $АВВ$ в криволинейную трапецию $АГДВ$ с тремя фазами движения, о которых речь шла выше.

Стремление использовать полезно хотя бы часть кинетической энергии, накопленной транспортным средством, побуждает водителя к тому, чтобы перед предполагаемой остановкой в конце цикла выключить двигатели транспортного средства раньше начала процесса торможения (на графике рис. 1.1 — в точке $Е$) и часть остающегося пути ($ЕЖ$) транспортное средство в этом случае проходит по инерции. Такой режим движения называют «выбегом» или «режимом холостого хода».

В результате график скорости транспортного движения в пределах цикла складывается уже не из трех, а из четырех различных фаз: разгон $АГ$, собственно движение $ГЕ$, выбег $ЕЖ$ и торможение $ЖВ$. Так работают, в частности, рельсовые транспортные средства на сравнительно коротких участках, перегонах (метро, трамвай, пригородные электропоезда).

Примерно так выглядят и циклы полета транспортного самолета или движения морского судна. Разогнавшись, эти виды транспортных средств движутся затем в неограниченном пространстве, воздушном

или водном, с примерно постоянной (крейсерской) скоростью при постоянном режиме работы энергетической установки.

График движения наземного транспорта (автомобильного, железнодорожного) отличается тем, что скорость транспортного средства в цикле движения на больших расстояниях не может быть постоянной при неизменном режиме работы энергетической установки, так как продольный профиль пути, зависящий от рельефа земной поверхности, меняется, оказывая большее или меньшее сопротивление движению.

Для железнодорожного рельсового транспорта, где поезда движутся по рельсовой колее друг за другом, возникает необходимость введения еще одного ограничения — установления величины минимальной скорости движения. Она не может быть произвольной, так как малая скорость сдерживает возможные размеры движения и пропускную способность железной дороги.

Величина минимальной скорости в продолжительном движении локомотива с составом принимается, как известно, уже при проектировании локомотивов. Эту величину называют расчетной скоростью (или скоростью движения на расчетном подъеме — более подробно это будет разъяснено в следующей главе).

Таким образом, для железнодорожного транспорта цикл движения, ввиду больших расстояний и неоднозначности рельефа (продольного профиля и плана) пути, выглядит так, как показано на рис. 1.2, где гра-

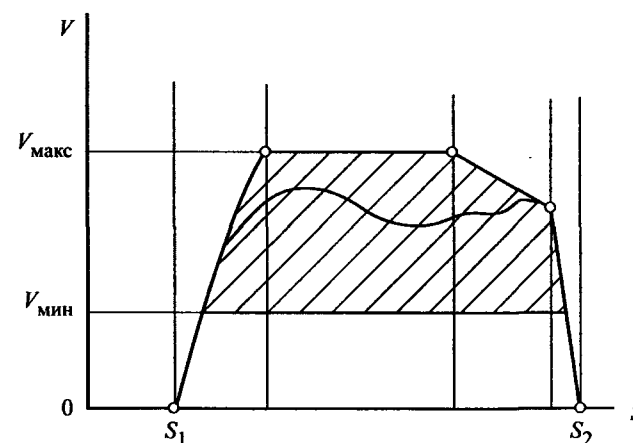


Рис. 1.2. Схема графика цикла рельсового транспорта

фик цикла движения, помимо начального разгона и конечного замедления, представляет собой не однозначную линию зависимости скорости транспортного движения от расстояния, а зону, в которой могут иметь место различные по скорости режимы движения в пределах от минимального до максимального ее значений (эта зона заштрихована на рисунке).

Вот этот цикл транспортного движения, внутри которого могут неоднократно повторяться процессы изменения скорости движения поезда и режимы работы локомотива (разгон, установившееся движение, выбег, торможение), и является предметом теоретического и практического изучения прикладной транспортной науки, которую обычно называют «Тяга поездов».

Слово «тяга», как понятие железнодорожной отрасли, было очень распространено в России в конце XIX и начале XX вв. Раньше на железных дорогах страны службы локомотивного хозяйства железных дорог назывались службами тяги; инженеры и техники по локомотивам назывались «тяговиками». Проводились общероссийские съезды инженеров тяги и т.д. Сейчас это слово используется реже, например, в сочетаниях «электрическая тяга», «тепловозная тяга». Тем не менее, и сейчас это емкое и чисто русское понятие сохранилось в названии отраслевой железнодорожной науки «Тяга поездов» и нашего учебного курса «Теория локомотивной тяги». В английском языке есть аналогичный слову «тяга» термин — «traction». Например, в Англии издавался журнал «Diesel Railway Traction» (дизельная, то есть тепловозная, железнодорожная тяга).

Содержание и структура курса. Тяга поездов рассматривает круг вопросов, связанных с обеспечением движения поездов на железных дорогах. Она включает в себя следующие основные разделы:

- механика (кинематика и динамика) транспортного движения (то есть в нашем случае — движения поездов);
- энергетика движения поездов;
- тяговые свойства и характеристики подвижного состава (локомотивов и вагонов);
- элементы управляемости движения поездов и его безопасности в режиме тяги и при торможении;
- методы практических решений задач, связанных с механикой движения поездов, и расчета параметров движения;
- методы тягово-энергетических испытаний подвижного состава.

Таким образом, наука о механике движения поездов имеет две стороны: теоретическую и практическую.

Теоретическая сторона науки о тяге поездов основана на законах теоретической механики и качественно анализирует движение поездов с позиций физики.

Практическая сторона, то есть оценочная (количественная) база для расчетов механики движения поезда, создается на основе обобщения и систематизации многочисленных экспериментальных данных, полученных как в эксплуатации, так и при специальных испытаниях.

Теория тяги поездов и тяговые расчеты используются:

- при проектировании подвижного состава и локомотивов в особенности;
- при организации эксплуатации локомотивов;
- при организации движения поездов;
- при проектировании железных дорог.

Поэтому изучение этого курса необходимо специалистам, связанным с подвижным составом, с управлением процессами перевозок, с изысканиями и проектированием железных дорог. Но, в первую очередь, знание и понимание теории тяги поездов и умение выполнять тяговые расчеты необходимы специалистам, работающим в сферах локомотивостроения и эксплуатации локомотивов.

Теоретической части тяги поездов в стандартном учебном плане высшего технического образования по специальности 150 700 «Локомотивы» посвящен лекционный курс, названный «Теория локомотивной тяги».

Методы использования положений теории тяги для расчетов, связанных с механикой движения поезда и называемых обычно «тяговыми расчетами», рассматриваются на практических занятиях, предусмотренных примерной программой дисциплины «Теория локомотивной тяги». Получаемые при этом знания и навыки закрепляются студентом при самостоятельном выполнении индивидуальной курсовой работы по тяговым расчетам.

1.2. Основы кинематики и динамики транспортного движения

Основные физические понятия и величины, относящиеся к механике транспортного движения, их обозначения и единицы измерения. В расчетах, связанных с определением параметров движения поездов и работы локомотивов, используются известные из

физики общие основные законы, понятия и величины, относящиеся к следующему ее разделам: механика (кинематика, статика и динамика); термодинамика и общая электротехника.

Эти понятия, законы и величины вводятся еще при изучении начального (общего) курса локомотивов. Но, тем не менее, необходимо здесь их кратко напомнить и привести наиболее распространенные обозначения и единицы измерения применяемых на транспорте физических величин и используемых в дальнейшем в данном учебнике.

МЕХАНИКА. В любом одномерном поступательном движении координатами движущегося тела являются следующие величины.

1. *Путь* (длина пройденного в движении пути, расстояние от начальной точки, начала координат) S , км.

Отрезок пути ΔS определяется как разность значений пройденного пути в начальной (1) и конечной (2) точках, а именно:

$$\Delta S = S_2 - S_1, \text{ км.}$$

Все расстояния в транспортном движении обычно (за малыми исключениями) измеряются в километрах, км.

2. *Время в пути* (время движения) t , мин.

Отрезок (промежуток) времени Δt определяется как

$$\Delta t = t_2 - t_1, \text{ мин.}$$

Время в расчетах, связанных с движением поездов, как правило, измеряют в минутах, мин.

Полезно вообще иметь в виду, что вопрос о выборе рациональных единиц измерения в различных отраслях науки и техники имеет существенное практическое значение. Системы единиц измерения, в том числе и Международная (СИ), строятся исходя из так называемых основных и производных единиц, которые далеко не всегда в конкретных ситуациях удобны для использования. Поэтому и используют кратные и дольные единицы физических величин.

При любых измерениях и подсчетах физических величин обычно единицы измерения стремятся выбирать так, чтобы численные значения этих величин находились бы в диапазоне от единиц до сотен, то есть имели бы от одной до, по возможности, не более чем трех значащих цифр. С такими величинами легче обращаться, в такой форме их легче запоминать. Именно поэтому линейные размеры машин в технике, а особенно их деталей, измеряют в миллиметрах, портные же в своей работе пользуются сантиметрами (так как в сантиметрах любой размер человеческого тела выражается не более чем тремя цифрами), а строители и землемеры — метрами. Для железнодорожных транспортных расстояний наиболее удобен в качестве единицы измерения длины километр, так как длины перегонов, участков, маршрутов и

линий чаще всего имеют порядок от единиц до сотен километров, и, даже в нашей большой стране, лишь в отдельных случаях железнодорожные расстояния могут превышать тысячу километров.

Точно так же и со временем. Для измерения времени хода, составления расписаний движения поездов представление времени в минутах наиболее удобно: секунда слишком малая, а час — слишком крупная для этого единица. Одинаково неудобно, например, сказать или услышать, что какая-то поездка продолжалась «1500 секунд» или «0,413 часа», тогда как «25 минут» — всем привычны и понятны, легко воспринимаются и запоминаются.

КИНЕМАТИКА. Путь и время, по сути дела, даже не параметры движения, характеризующие его кинематику, а просто координаты движущегося тела по осям расстояния и времени его движения. Следующие две величины уже непосредственно являются кинематическими параметрами движения.

3. *Скорость движения* v (малая, строчная буква), км/ч.

Скорость: по физическому определению — это расстояние, пройденное в единицу времени (при равномерном, то есть с неизменной постоянной скоростью, движении); математически же это — производная текущего значения пройденного пути (то есть расстояния) по времени.

Соответственно поэтому можно иметь два разных представления о скорости движения.

Строго говоря, $v = dS/dt$ — это «мгновенная» скорость, скорость в данный момент времени. Чтобы ее можно было определить как производную, надо знать непрерывную функцию $S = f(t)$, чтобы иметь возможность ее продифференцировать. Но эта функция как раз и является чаще всего искомой в расчетах по движению поезда.

Зная ее, можно было бы путем интегрирования уравнения $dS = v dt$ получить зависимость расстояния от времени, что вообще-то и является одной из целей таких расчетов.

Но все дело в том, что до начала расчетов эта функция неизвестна. Поэтому пользоваться понятием мгновенной скорости для расчетов транспортного движения не только просто неудобно, да и не имеет смысла. Мгновенное значение скорости — это та величина, например, на которую показывает стрелка спидометра на автомобиле при его движении, она постоянно колеблется в ту или иную сторону даже при относительно установившемся режиме движения.

В тяговых расчетах обычно пользуются понятием *средней* скорости движения $v_{\text{ср}}$ при движении на расстоянии $\Delta S = S_2 - S_1$ за промежуток времени $\Delta t = t_2 - t_1$.

Она по определению равна:

$$v_{\text{ср}} = \frac{\Delta S}{\Delta t} = \frac{S_2 - S_1}{t_2 - t_1}, \text{ км/ч.} \quad (1.1)$$

Скорость поступательного транспортного движения принято и привычно измерять числом километров пути, пройденного за час времени движения, то есть в километрах в час [км/ч]. Поэтому в формулу (1.1) время надо подставлять в часах, либо в отличие от ее общего вида, применяемого в физике, для использования в тяговых расчетах надо вставить в нее множитель 60, так как мы договорились время измерять в минутах, а именно:

$$v_{\text{ср}} = 60 \cdot \frac{(S_2 - S_1)}{(t_2 - t_1)}, \text{ км/ч,} \quad (1.2)$$

где $(S_2 - S_1)$ в км, а $(t_2 - t_1)$ в мин.

В дальнейшем под скоростью v мы чаще будем подразумевать именно среднюю скорость движения за какой-то промежуток времени. Поэтому индекс «ср» у обозначения скорости $v_{\text{ср}}$ можно и не писать, подразумевая, что v это и есть $v_{\text{ср}}$.

Здесь необходимо в очередной раз предостеречь от распространенных ошибок в определении средней скорости движения.

Рассмотрим, например, такую простую, школьного типа, задачу. Поездшел первую половину своего пути со средней скоростью $v_1 = 120$ км/ч, а вторую — со скоростью $v_2 = 80$ км/ч. Надо определить среднюю скорость всего движения.

Часто первым появляется естественное желание принять за искомую величину среднее арифметическое из двух приведенных в задаче величин скорости, а именно: $v_{\text{ср}} = (120 + 80) / 2 = 100$ км/ч. Но так поступать нельзя.

Средняя скорость по определению является отношением всего пройденного пути ко всему затраченному времени, то есть $v = S/t$, где в отличие от вышеприведенной формулы (1.2) S в км, а t — в часах.

В нашем случае $t = t_1 + t_2$, где $t_1 = 0,5 S/v_1 = 0,5 S/120 = S/240$ и $t_2 = 0,5 S/v_2 = 0,5 S/80 = S/160$.

Действительная величина средней скорости движения составит не 100 км/ч, как казалось на первый взгляд, а

$$v_{\text{ср}} = S / (S/240 + S/160) = S / S (1/240 + 1/160) = 480/5 = 96 \text{ км/ч.}$$

Как видим, ошибка оказалась не так уж велика, но все же ее относительная величина составила 4 %, и, вдобавок, это была принципиальная ошибка, недопустимая для образованного человека, а тем более специалиста.

4. Ускорение a .

Ускорение — это «скорость изменения скорости», то есть производная скорости по времени или вторая производная пути по времени.

$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2S}{dt^2}$ — это *мгновенное* ускорение, ускорение в данный момент времени.

По причинам, изложенным выше применительно к скорости, может использоваться и понятие *среднего* ускорения:

$$a_{\text{ср}} = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1}.$$

Однако надо иметь в виду, что величина среднего ускорения за какой-то промежуток времени имеет смысл лишь для монотонного процесса изменения скорости во времени (увеличения или уменьшения ее).

Единицы измерения ускорения могут быть разными: км/ч², км/ч · мин и км/ч · с. Чаще применяется наиболее удобная вторая форма единицы измерения: «километры в час за минуту», то есть изменение скорости на один километр в час за одну минуту.

СТАТИКА И ДИНАМИКА.

Эти разделы механики связаны с действием сил. Поэтому здесь надо ввести понятия основных сил, действующих на поезд при его движении.

1. Вес (*сила тяжести*), кН.

Для разных объектов железнодорожного движения вес обычно обозначается по-разному:

- вес локомотива — P ;
- вес состава вагонов — Q ;
- вес поезда — $(P + Q)$;
- вес вагона — q .

Вес всех единиц подвижного состава измеряется в единицах силы. Принято использовать наиболее удобную по величине единицу — «килоньютон» [кН].

В технической и учебной литературе прежних лет издания и, в частности, в «Правилах тяговых расчетов для поездной работы» издания 1985 г., для измерения сил (в формулах и графических характеристиках) использованы внесистемные единицы так называемой «практической» системы — «килограмм-сила», или кгс. Пользуясь в расчетах данными этих литературных источников, можно приблизительно считать, что $1 \text{ кгс} = 10 \text{ Н}$ (точное соотношение $1:9,81$, где $9,81 \text{ м/с}^2 = g$ — ускорение силы тяжести). Неточность, связанная с этим округлением, вполне допустима, так как составляет всего 1,9 %, то есть позволяет избежать как пересчетов, так и получения в результатах при механическом умножении или делении числовых величин с большим количеством псевдозначащих цифр.

Не следует смешивать или путать и понятия массы и веса, чему ранее при практической системе единиц часто не придавалось значения из-за однотипности единиц измерения.

Вес — это вертикальная сила, сила тяжести, и о нем приходится говорить, когда речь идет о силе воздействия, например, подвижного состава на железнодорожный путь.

Масса — скалярная величина, которая используется как мера количества вещества или инертности тела. Для отдельных единиц подвижного состава и поезда в целом масса измеряется не в килограммах — основной единице, принятой в СИ, а в более крупных единицах — тоннах, т. Для массы введем такие обозначения:

- масса локомотива — M_P ;
- масса состава — M_Q ;
- масса поезда — $M = M_P + M_Q$;
- масса вагона — m .

2. Нагрузки от оси (колесной пары) подвижного состава на рельсы, кН:

- локомотива — $2П$;
- вагона — q_0 .

$2П = P/n$ и $q_0 = q/n$, где n — число осей (колесных пар) соответственно локомотива и вагона.

3. *Горизонтальные силы*, которые обычно по своей величине на порядок меньше вертикальных сил тяжести (веса) в железнодорожной практике измеряются в основных единицах силы — ньютонах, Н. Обозначаются они так:

- сила тяги — F_K ;
- сила сопротивления движению — W_K ;
- тормозная сила — B_T .

Значения подстрочных индексов при обозначении горизонтальных сил будут объяснены в последующих главах учебника (в частности, в главе 2).

4. *Удельные горизонтальные силы* представляют собой отношения соответствующих сил к общему весу всего поезда ($P + Q$), а именно:

$$\text{– удельная сила тяги } f_K = F_K / (P + Q); \quad (1.3)$$

$$\text{– удельная сила сопротивления } w_K = W_K / (P + Q); \quad (1.4)$$

$$\text{– удельная тормозная сила } b_T = B_T / (P + Q). \quad (1.5)$$

По определению удельные силы не имеют размерности (сила делится на силу), но в связи с принятыми выше различными единицами измерения вертикальных сил (веса) и горизонтальных сил, действующих на поезд, получаем для удельных горизонтальных сил условную составную единицу измерения — Н/кН или ‰, то есть «промилле» (тысячные доли).

Геометрические характеристики железнодорожного пути. Перечень условных обозначений и единиц измерения физических величин, связанных с описанием движения поезда, необходимо дополнить конкретными геометрическими характеристиками участка железнодорожного пути, по которому осуществляется движение поезда. Это, в первую очередь, длины его элементов:

– длины участков пути, перегона, элементов продольного профиля участка пути — l , км;

– полезная длина станционных путей — $l_{ст}$, м. На большей части железнодорожных линий России полезная длина приемо-отправочных путей станций (используемая для размещения поезда) составляет 1050 или 850 м. На линиях, подготовленных для обращения тяжеловесных и длинносоставных поездов, длина отдельных путей станций может составлять 1250 и 1700 м. На некоторых второстепенных участках могут сохраняться станции с длиной путей 720 м, которая была распространена ранее;

- длина криволинейного участка пути (длина кривой) — $S_{кр}$, м;
- радиус кривизны участка пути в плане (радиус кривой) — R , м;
- уклон элемента продольного профиля пути — i , ‰.

Линейные размеры подвижного состава:

- длина локомотива — $l_{\text{л}}$, м;
- длина вагона — $l_{\text{в}}$, м;
- длина поезда — $l_{\text{п}}$, м. $l_{\text{п}} = l_{\text{л}} + \sum l_{\text{в}}$.

Помимо обозначений и единиц измерения напомним и основные законы (или аксиомы) механики, которые известны из физики как законы Ньютона:

1. Тело (изолированная материальная точка) при отсутствии внешних сил (или при равенстве нулю их суммы) сохраняет состояние покоя или прямолинейного равномерного движения.

2. Ускорение материальной точки прямо пропорционально действующей на нее силе и обратно пропорционально ее массе.

3. Действие равно противодействию.

Эти законы механики дополняются законом параллелограмма о сложении сил: «Если на материальную точку действуют две силы, то она движется так, как если бы была одна сила, являющаяся геометрической суммой двух действующих сил».

Транспортное движение в пространстве в общем случае, как уже указывалось, является трехмерным. В его процессе могут меняться во времени все три геометрические координаты транспортного средства.

Для водного (надводного, но не подводного) транспорта движение судов, очевидно, является двухмерным, то есть движением на плоскости, за которую обычно принимается поверхность Мирового океана. С некоторыми оговорками (о которых речь будет идти ниже) двухмерным можно считать и движение наземного транспорта.

Для железнодорожного транспорта с некоторыми условностями, упрощающими анализ, движение подвижного состава, направляемое рельсовым путем по его оси, можно рассматривать даже как одномерное.

Рассмотрим простейшие частные случаи одномерного прямолинейного транспортного движения.

Движение по горизонтальной поверхности. В учебниках физики всегда рассматривается простейший пример прямолинейного движения тела по горизонтальной плоскости.

Тело (предмет) A лежит (рис. 1.3, a) на горизонтальной опорной поверхности B (или плавает на поверхности жидкости). Сила тяжести (вес) тела $P = mg$ действует на опорную поверхность сверху вниз. Реакция опорной поверхности N (или выталкивающая сила жидкости) по закону равенства действия и противодействия равна силе тяжести по величине и противоположна по направлению. Вследствие

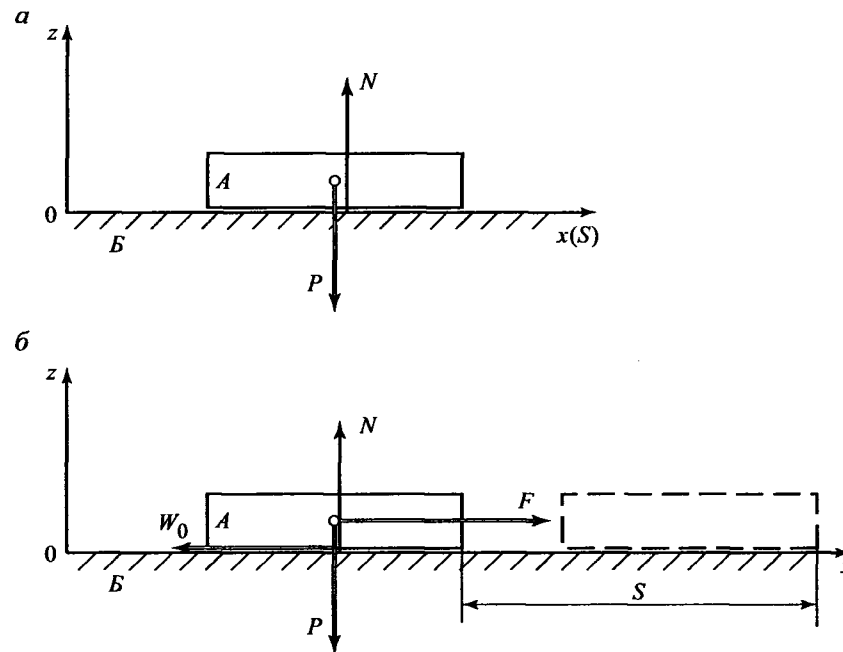


Рис. 1.3. Силы, действующие на тело на горизонтальной поверхности: a — в состоянии покоя; b — в состоянии движения

равенства величин и противоположности направлений сил, действующих на тело по вертикальной оси z , их сумма или равнодействующая равна нулю: тело находится в состоянии покоя. Поэтому по оси z никакого движения вообще быть не может (движение вниз ограничено опорной поверхностью, а вверх оно невозможно, так как сила реакции равна весу тела ($N = P$) по третьему закону Ньютона всегда, и быть больше веса P не может).

Таким образом, прямолинейное движение тела в этих условиях в принципе возможно только по горизонтальной оси x (S), то есть может быть одномерным.

Тело A можно вывести из состояния покоя и привести его в движение по горизонтали, если приложить к нему внешнюю силу, направленную в сторону движения, например вправо. Потянем тело A вправо с силой F , например, при помощи гибкой нити (рис. 1.3, b).

Если сила F превысит по величине силу трения покоя между телом и поверхностью, то тело сдвинется с места и начнет перемещаться вправо. После начала движения препятствовать ему будет сила сопротивления движению W_0 , то есть в данном случае сила трения скольжения между предметом и поверхностью. По закону Кулона—Амонтона величина силы трения при скольжении прямо пропорциональна величине силы нормального давления, то есть силе тяжести P , а именно $W_0 = P\mu$, где μ — коэффициент трения. В данном случае, это коэффициент трения скольжения, величина которого зависит от материалов и состояния трущихся поверхностей.

В дальнейшем, если величина силы F будет продолжать оставаться больше W_0 , равнодействующая этих сил, действующих на тело по горизонтали, будет направлена вправо, и движение тела будет ускоренным. Величина ускорения a тела по второму закону Ньютона прямо пропорциональна величине равнодействующей силы $R = F - W_0$ и обратно пропорциональна массе m тела: $a = (F - W_0) / m$.

Таким образом, движение тела по горизонтальной поверхности связано с наличием двух групп сил. Две вертикальные силы (тяжести и нормальная реакция опорной поверхности или пути) уравновешены. Поэтому движение и горизонтально: силой тяжести тело прижато к поверхности пути.

Две горизонтальные силы в общем случае не уравновешены. Сила сопротивления движению W_0 появляется с момента начала движения, она объективна и не управляема. Ее величина не зависит от того, кто организует движение.

Величина силы F полностью зависит от возможностей транспортного средства и определяется тем, кто им управляет. От ее величины и зависит характер движения. Поэтому-то силу F и называют движущей силой или силой тяги (в колесном транспорте).

Чтобы движение могло продолжаться, по крайней мере, необходимо соблюдать условие $F = W_0$, что по первому закону механики может быть условием равномерного движения по линии действия этих сил.

Если $F = W_0$, то $F = P\mu$.

Разделим оба равенства почленно на вес тела P и получим равенства удельных сил тяги и сопротивления:

$$f = W_0 \text{ или } f = \mu. \quad (1.6)$$

И, следовательно, для возможности движения, как минимум, должно иметь место последнее равенство, обеспечивающее возможность равномерного движения физического тела.

Таким образом, возможность движения вообще всегда связана с необходимостью преодоления сил трения, которые являются силами сопротивления движению.

Перемещение тела на расстояние S по горизонтали (см. рис. 1.3, б) под действием приложенной к нему силы F связано с совершением механической работы $A = FS$.

Силы сопротивления движению. Сопротивление движению на рассмотренных простейших схемах (см. рис. 1.3) — это сила трения скольжения, которая зависит от величины коэффициента трения, который, в свою очередь, зависит от материалов, шероховатости и состояния трущихся поверхностей, наличия и вязкости смазки между ними, скорости относительного перемещения и т.п.

Для трения дерева по дереву величина коэффициента трения скольжения имеет порядок $\mu = 0,3$, металла по металлу — $\mu = 0,2$. Для скольжения твердых поверхностей со смазкой μ лежит примерно в пределах 0,05—0,10.

Таким образом, для перемещения тела «волоком» по горизонтальной поверхности необходимо тянуть его с силой, равной по величине примерно 20% его веса. Это легче, чем поднимать груз, и поэтому, когда груз было трудно поднимать, наши предки волочили его по земле. Наличие смазки, например воды, между поверхностями уменьшает силу трения скольжения примерно вдвое, но все равно она оказывается достаточно большой, если иметь в виду массовые перевозки грузов. В таких условиях, если пришлось бы тянуть волоком какой-то груз, серийный тепловоз 2ТЭ116, величина максимальной силы тяги которого при трогании с места имеет порядок 800 кН, смог бы сдвинуть с места груз массой всего только 400—800 т (при собственной массе локомотива 270 т).

Перемещение грузов на колесах значительно снижает силу сопротивления движению. Сила трения качения может быть в десятки и даже в сотни раз меньше, чем при скольжении. Причем она будет тем меньше, чем жестче (или тверже) колесо и дорога.

Наши рельсовые дороги потому и стали «железными», так как стальные (или чугунные) колеса по стальным рельсам среди других конст-

рукционных материалов имеют минимальный коэффициент трения качения. И тот же тепловоз мог бы вести на колесах (правда, только по прямому и горизонтальному рельсовому пути) состав массой не менее 20 000—25 000 т.

В малой величине коэффициента трения качения стального колеса по стальному рельсу и состоит основное достоинство железнодорожного транспорта и его экономическое преимущество перед другими видами наземного транспорта. Поэтому, например, перевозка груза по железной дороге требует в несколько раз меньшей затраты энергии по сравнению с автомобильным транспортом.

Движение на наклонной поверхности. Особенностью средств наземного транспорта является то, что наземные дороги не могут быть строго горизонтальными. Переменный рельеф земной поверхности приводит к неизбежности наличия подъемов и спусков на автомобильных и железных дорогах.

Если транспортируемое тело находится на наклонной плоскости (на спуске или подъеме, как показано на рис. 1.4), характер действия сил, действовавших на горизонтальной плоскости, несколько меняется, независимо от вида трения при движении.

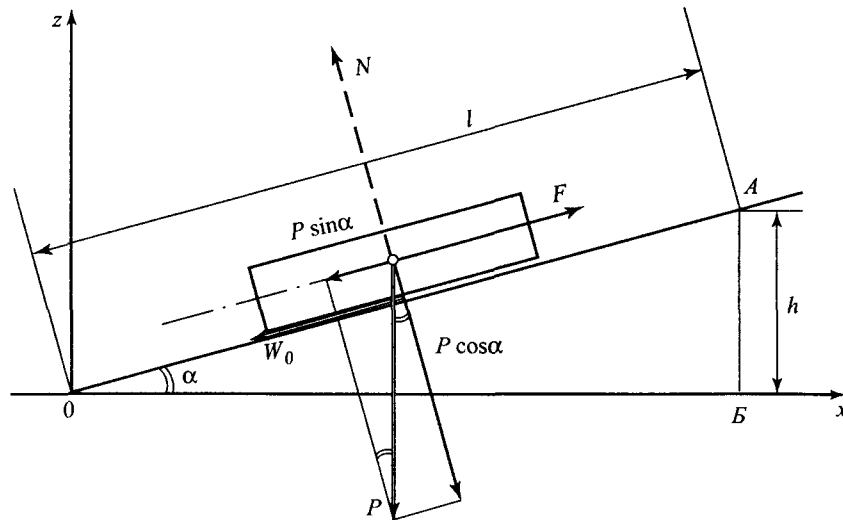


Рис. 1.4. Движение тела на наклонной плоскости

Так как ось координат в направлении движения не горизонтальна, а совпадает с наклонной плоскостью, угол наклона которой к горизонтали имеет величину α , то вторая ось координат перпендикулярна плоскости, и именно в этом направлении взаимодействуют при движении транспортное средство и дорога.

Поэтому, прежде всего, разложим силу тяжести P транспортного средства на две взаимно перпендикулярные составляющие по осям координат, одна из которых направлена вдоль пути, а другая — перпендикулярна пути.

Последняя составляющая — $P \cos \alpha$ — прижимает транспортное средство к пути на подъеме и определяет величину силы трения между ними. Эта сила несколько меньше веса P , так как $\cos \alpha < 1$ при любой реальной величине угла наклона пути α .

Первая составляющая силы тяжести — $P \sin \alpha$ — направлена в сторону, противоположную движению на подъем, и, следовательно, является дополнительным сопротивлением движению. Именно поэтому тянуть груз (или поезд) на подъеме значительно труднее, чем по горизонтальному пути. Причем тем труднее, чем больше величина угла наклона α .

Таким образом, суммарная величина силы сопротивления движению транспортного средства W на подъеме равна сумме двух слагаемых: величины основного сопротивления, то есть сопротивления движению по горизонтальному пути, которое, как было показано выше, определяется трением, а именно силой $W_0 = (P \cos \alpha) \mu$, и силой дополнительного сопротивления, которая представляет собой составляющую силы тяжести $P \sin \alpha$:

$$W = W_0 + P \sin \alpha = \mu P \cos \alpha + P \sin \alpha = P (\mu \cos \alpha + \sin \alpha). \quad (1.7)$$

Если перейти к удельным силам (разделив все члены равенства на P), получим:

$$f = \mu \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (1.8)$$

Величины тригонометрических функций угла наклона α можно выразить через его геометрические параметры: длину l и высоту h подъема. Например, $\sin \alpha = h/l$.

При проектировании дорог, как автомобильных, так и, тем более, железных, стремятся минимизировать крутизну необходимых подъемов и спусков.

На магистральных железных дорогах углы допускаемых максимальных уклонов обычно не превышают величины $1,15^\circ (1^\circ 09')$ — при этом $\sin\alpha = 0,02$. При меньших величинах углов наклона (например, $1^\circ, 0,5^\circ$ и $0,3^\circ$) синусы этих углов соответственно имеют значения $0,0175, 0,0087$ и $0,0052$. Иными словами, синусы углов наклона пути к горизонтали на железной дороге имеют порядок тысячных долей единицы. Поэтому в качестве параметра, характеризующего крутизну уклонов железнодорожного пути, используется величина синуса угла, увеличенная в 1000 раз. Она называется уклоном i и измеряется именно в тысячных долях (промилле) — ‰.

$$i = 1000 \sin\alpha = 1000 h / l, \text{‰}. \quad (1.9)$$

Величину уклона в тысячных просто подсчитать, если принять разные единицы измерения для высоты и длины уклона: длину уклона выражать, как и прежде расстояние, в километрах, а высоту в единицах, в 1000 раз меньших, то есть в метрах:

$$i [\text{‰}] = h [\text{м}] / l [\text{км}]. \quad (1.10)$$

Уклон в одну тысячную, таким образом, соответствует крутизне участка пути, когда на длине одного километра пути высота увеличивается на один метр.

Отметим, что при малых значениях углов наклона α железнодорожного пути величина косинуса угла очень близка к единице. Если $\sin\alpha < 0,020$, то $\cos\alpha > 0,9998$, то есть при любой практически возможной точности расчетов величина косинуса угла наклона элемента продольного профиля железнодорожного пути может и должна считаться равной единице. Тогда, считая $\cos\alpha = 1$, можно вышеприведенное равенство удельных сил при равномерном движении преобразовать к более простому виду:

$$f = \mu \cos\alpha + \sin\alpha = \mu + \sin\alpha. \quad (1.11)$$

Последняя форма равенства (1.11) наглядно показывает, из каких составляющих складывается сопротивление движению на подъеме и от чего оно зависит: от величин коэффициента трения и угла наклона (в данном случае — подъема) пути.

Очевидно, всегда следует иметь в виду, что на спуске направление действия составляющей веса $P \sin\alpha$ соответствует направлению движения. Она не препятствует, а способствует движению. Дополни-

тельное сопротивление (как мы его назвали) в данном случае уже не является сопротивлением движению. Можно сказать, что оно имеет отрицательную величину и является как бы «отрицательным сопротивлением», так как направление его действия совпадает с направлением движущей силы.

Поэтому для общности условие возможности равномерного движения на уклоне пути следует написать так:

$$f = \mu \pm \sin\alpha. \quad (1.12)$$

Из последнего равенства (1.12) видно, что условием возможности равномерного движения на спуске является равенство:

$$f + \sin\alpha = \mu. \quad (1.13)$$

Из равенства (1.13) вытекает известное из жизни положение — для движения на спуске требуется меньшая величина движущей силы.

И, более того, если $\sin\alpha \geq \mu$, то движение может наступить самопроизвольно (например, от случайного порыва ветра), без участия внешней искусственной движущей силы f (то есть при полном ее отсутствии). Поэтому, в частности, на путях станций, имеющих хотя бы очень небольшой уклон, вагоны и составы, стоящие на путях, обязательно фиксируют на рельсах тормозными башмаками.

1.3. Способы создания движущей силы в различных видах транспорта

Известно, что для перемещения движения любого тела к нему должна быть приложена внешняя сила в направлении предполагаемого движения, так как внутренние силы по законам механики не могут изменить скорость движения центра масс (тяжести) системы тел, например поезда.

В различных видах транспорта используются разные способы создания движущей силы. Большинство из них относятся к двум принципиально отличающимся классам.

Первый — это непосредственное приложение внешней силы (рис. 1.5).

Самая очевидная форма реализации этого способа — это приложение внешней силы от стационарного источника энергии при помощи гибкой связи (каната), как это было показано ранее на рис. 1.4.

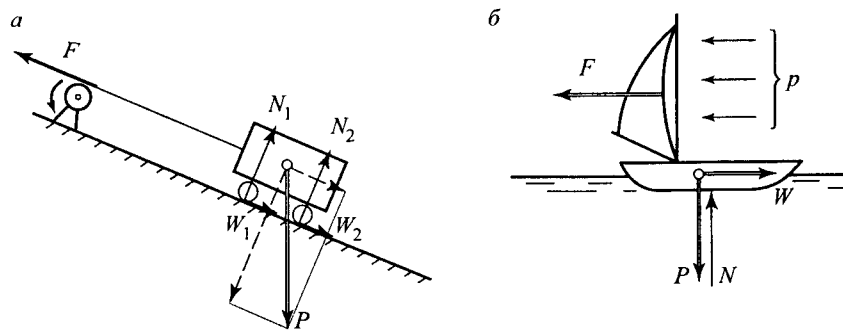


Рис. 1.5. Движение при непосредственном приложении движущей силы:
а — канатная тяга; *б* — парусное судно

Существуют различные системы, в которых транспортные средства перемещаются при помощи канатной тяги:

- над поверхностью земли — канатные дороги с вагонетками для грузов на промышленных предприятиях в горной промышленности, подъемники для пассажиров (лыжников, например) в горных условиях;
- на поверхности земли — по рельсам или направляющим — фуникулеры и эскалаторы;
- в вертикальном направлении на земле и под землей — лифты.

При помощи канатов перемещаются несамоходные паромы на водных (речных) переправах (например, через каналы).

Ясно, что все эти средства пригодны для транспортировки на ограниченные расстояния.

Следует заметить, что в начальную пору железнодорожного строительства в некоторых случаях проекты рельсовых дорог с канатной тягой от стационарных паровых машин не только всерьез конкурировали с локомотивной тягой, но и были реализованы частично (на подъемах) на первых железнодорожных линиях Дарлингтон—Стоктон и Ливерпуль—Манчестер в Англии (рис. 1.5, *а*).

Другой формой непосредственного использования внешней силы является использование динамического давления ветра p при помощи паруса (рис. 1.5, *б*), что очень долгое время для человечества было основным способом обеспечения транспорта по воде, причем даже на очень большие расстояния — при кругосветных экспедициях.

Движущая сила в этом случае создается под действием давления (точнее, динамического давления, или напора) ветра, которое зависит от квадрата его скорости, на площадь поверхности паруса A . Величина движущей силы F при попутном ветре является произведением величины давления p на площадь поверхности паруса A ($F = p A$). Чем больше скорость ветра и площадь перпендикулярных ему поверхностей парусов, тем больше величина движущей силы.

При помощи парусного флота были совершены многие великие географические открытия. Парусные суда используются и сейчас, но ограниченно и, главным образом, для спортивных целей или отдыха. Недостаток этого способа, если говорить о массовых перевозках грузов или пассажиров, очевиден: ветер не всегда есть вообще и далеко не всегда он дует в нужную сторону.

Есть еще некоторые формы непосредственного приложения внешней силы для транспорта:

- использование давления воздуха, газа или жидкости в замкнутых трубопроводах (трубопроводный транспорт нефти и газа, пневмо- и гидротранспорт сыпучих материалов, пневматическая почта внутри служебных помещений, которая была распространена до появления электрических видов связи);
- использование электромагнитного взаимодействия между искусственным путем и транспортным средством (линейный электродвигатель, ускорители ядерных частиц).

Очевидно, что эти способы еще менее универсальны и существенно ограничены по своим возможностям: либо по определенному виду транспортируемого груза, либо по расстоянию транспортировки.

Второй класс возможных способов создания движущих сил для транспортных целей — использование реакций твердого пути или подвижной среды, окружающей транспортные средства (рис. 1.6).

Можно перечислить основные из них.

Отталкивание рычагами от твердой поверхности. Этим способом пользуются наземные животные (и, естественно, люди), опорными «рычагами» для которых служат их собственные ноги. Реакция возникает при отталкивании от поверхности вследствие наличия трения между опорой (ногой) и поверхностью дороги. Эффективность этого способа непосредственно зависит именно от величины силы тре-

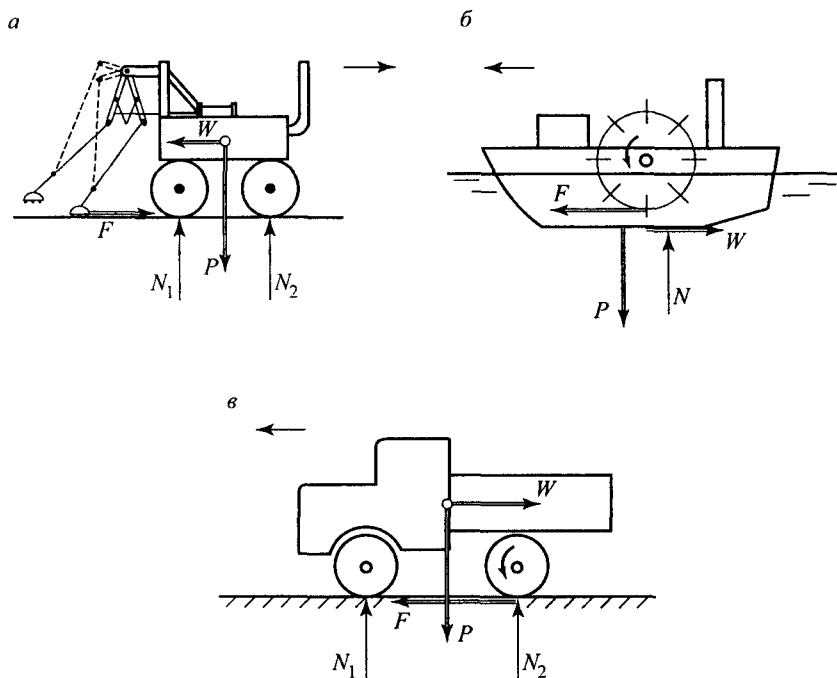


Рис. 1.6. Создание движущей силы при помощи реакций среды:
 а — отталкивание «рычагами» от твердой поверхности (паровоз У. Брентона, 1813 г.); б — колесный пароход; в — непрерывное отталкивание колесом от твердой поверхности (автомобиль)

ния. Мы знаем сами, как трудно передвигаться при ее практическом отсутствии (например, по гладкому льду).

Недостатком этого способа применительно к возможности создания сухопутных технических транспортных средств является неравномерность действия движущей силы, ее циклический характер, связанный с попеременным отталкиванием при ограниченном (два или четыре) количестве опор или рычагов.

Тем не менее была в свое время попытка использования этого способа при создании одного из первых паровозов в самом начале позапрошлого столетия. (Его создал изобретатель Уильям Брентон в Англии в 1813 г.). Масштабную схему (М 1:100) этого паровоза изобразил

в своем историческом очерке развития локомотивов известный российский ученый-тяговик профессор Ю.В. Ломоносов (рис. 1.6, а). Паровоз Брентона имел пару вертикальных рычагов (стоек), которыми он под действием паровой машины буквально отталкивался от поверхности земли, примерно так же, как это делает лыжник, отталкиваясь палками. Из-за очевидного недостатка (неравномерности действия отталкивающей силы по величине и по времени), о котором говорилось выше, этот паровоз не мог работать достаточно эффективно, и такая идея не получила дальнейшего развития. В оправдание изобретателя надо, однако, сказать, что «ноги», расположенные по обеим сторонам локомотива, были применены на паровозе еще и для того, чтобы он сохранял устойчивость, двигаясь по очень неровному пути, уложенному из коротких рельсов.

Отталкивание рычагами от подвижной среды. Так перемещаются рыбы в воде, птицы в воздухе. Человек использовал этот способ на воде, применив весла, которыми гребец, упираясь в воду, отталкивается от нее. Недостаток здесь тот же — циклический характер гребков приводит к неравномерности действия движущей силы. В колесном пароходе (рис. 1.6, б) благодаря большому числу лопастей на колесах и тому, что при вращении колес число одновременно отталкивающихся от воды лопастей остается одним и тем же, этот недостаток уже не ощущается. В этом случае отталкивание становится практически непрерывным и равномерным.

Непрерывное отталкивание колесом от твердой поверхности (рис. 1.6, в). На этом принципе основан весь современный наземный самоходный колесный транспорт. Колесо, к которому должен быть приложен вращающий момент, создаваемый мускульной силой велосипедиста или передаваемый от вала двигателя (энергетической установки) транспортного средства благодаря наличию трения между колесом и поверхностью дороги непрерывно отталкивается от нее и преобразует таким образом свое вращательное движение в поступательное движение экипажа, в состав которого оно входит.

Эта непрерывность процесса отталкивания приводит к непрерывности действия внешней реакции, то есть к непрерывности действия внешней движущей силы, и позволяет создавать технические транспортные средства, в которых движущая сила может действовать постоянно и непрерывно.

Непрерывное отталкивание движущим винтом от подвижной среды — так можно назвать способ непрерывного создания движущей силы при помощи гребного винта в воде (рис. 1.7, а) и пропеллера в воздухе (рис. 1.7, б), который аналогичен по своим свойствам и преимуществам использованию ведущего колеса на твердой поверхности. Известные специалисты по тяге поездов профессора А.М. Бабичков и В.Ф. Егорченко в своем фундаментальном учебнике назвали этот способ создания движущей силы в подвижной среде «ввинчиванием в нее».

Современный флот, речной и морской, надводный и подводный, основан именно на этом принципе так же, как и винтовая (пропеллерная) авиация.

Третий тип из возможных способов создания движущих сил на транспорте обычно называют реактивным движением. Строго говоря, все перечисленные выше способы могли бы быть также названы реактивными и, по сути дела, ими и являются, так как основаны на использовании реакций окружающей среды.

Но под реактивным движением обычно принято подразумевать движение за счет силы внутренней реакции газовой струи, вытекающей с большой скоростью из камеры сгорания двигателя. Наглядным примером действия подобной реактивной силы может служить явление так называемой отдачи, которое имеет место при выстреле огнестрельного оружия (револьвера, винтовки). Орудие стремится сдвинуться в направлении, противоположном движению выстреливаемого снаряда.

Сила отдачи, мгновенно действующая при выстреле на затвор ствола, как следует из физики, на основе принципа сохранения импульса практически обратно пропорциональна отношению масс орудия и сна-

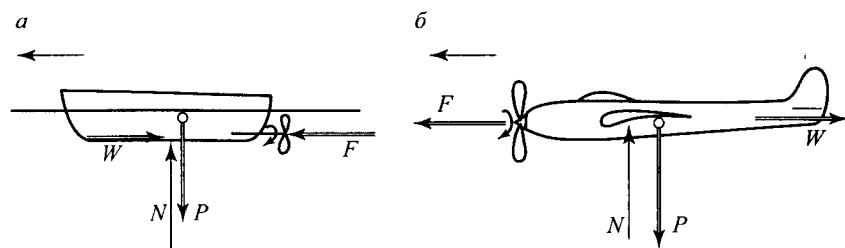


Рис. 1.7. Создание непрерывной движущей силы при помощи винта в подвижной среде: а — гребной винт на моторной лодке; б — воздушный винт (пропеллер) в авиации

ряда. Выстрел — явление кратковременное, поэтому и сила отдачи действует кратковременно. Но на этом принципе основано движение реактивного самолета или ракеты, двигатели которых, непрерывно выбрасывая поток продуктов сгорания топлива, создают непрерывно действующую (во время работы двигателя) реактивную движущую силу.

Возможности создания движущей силы таким способом, когда ее величина не ограничена условиями взаимодействия с дорогой, которыми, как будет показано ниже, ограничивается величина движущей силы колесных тяговых средств, привели к разработке и созданию высокоскоростных (гоночных) автомобилей и катеров с мощными реактивными двигателями. На таких экспериментальных машинах, кстати, и были установлены мировые рекорды скорости движения на земле и на воде. Имели место попытки использования реактивных двигателей для создания движущей силы и на железнодорожном подвижном составе (в частности, в СССР в 1971—1972 гг. испытывался опытный вагон с двумя авиационными турбореактивными двигателями, который при движении смог достичь скорости 249 км/ч).

Ясно, что все подобные транспортные машины с реактивными двигателями на поверхности земли могут иметь лишь или экспериментальный, или спортивный характер — ввиду своих, явно неэкологических, качеств (непомерный шум, пожароопасность), не говоря уже о главном — отсутствии гарантированного обеспечения безопасности самого движения.

1.4. Модель механики движения поезда

Простейшая модель механики движения поезда, принятая в тяговых расчетах, может быть построена на основе следующих рассуждений.

Общее представление о движущемся поезде дает его расчетная схема (рис. 1.8, а). На ней поезд показан как связка (совокупность) локомотива и группы (состава) вагонов, сцепленных вместе упругими связями. Длина поезда — $l_{п}$.

На поезд целиком и на его составные элементы по отдельности действуют упомянутые выше горизонтальные силы: движущая сила (или сила тяги) F и силы сопротивления движению составных частей поезда W', W_1'', \dots, W_n'' , а также и вертикальные силы тяжести его состав-

ных частей — вес локомотива P и веса вагонов q_1, \dots, q_n . Поезд, как система связанных между собой элементов, движется поступательно с общей для всех элементов скоростью v .

Будем подразумевать некоторые, естественные в наших целях, упрощения: не принимаются во внимание многие, несущественные для анализа детали, например техническое состояние вагонов и локомотива (достаточно того, что они могут двигаться в составе), их вертикальные и поперечные колебания и т. д.

Тем не менее, число даже только принятых во внимание на схеме рис. 1.8, *a* переменных величин делает их систему неудобной для анализа. Проведем несколько последовательных упрощений.

Этап 1. Объединим условно в одно тело общей массой $M_Q = \sum m_i$ и весом $Q = \sum q_i$ все вагоны состава. Наличием связей между ними и возможностями относительных перемещений вагонов пренебрегаем.

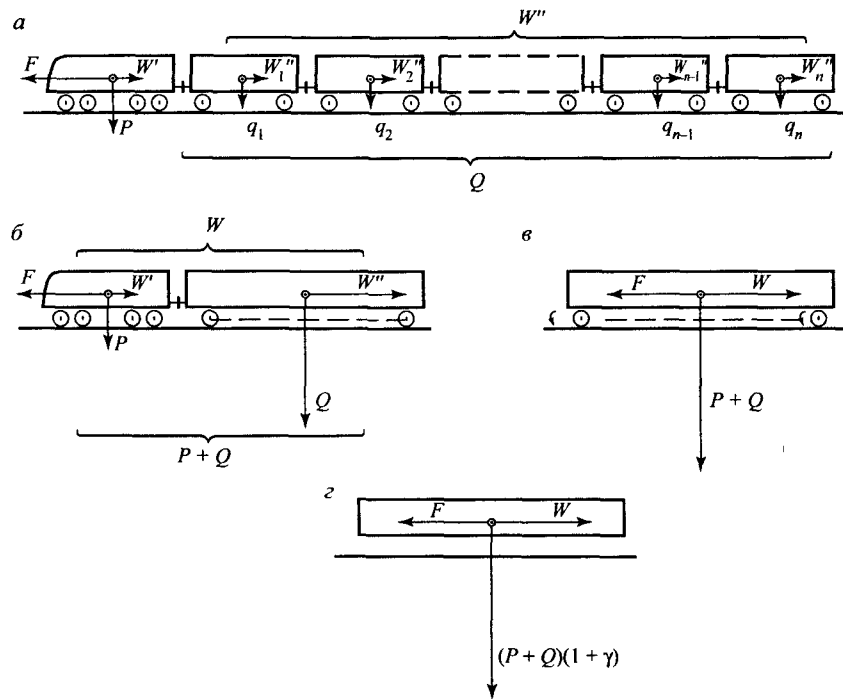


Рис. 1.8. Расчетные схемы сил, действующих на поезд при его движении

Это возможно сделать потому, что суммарная работа внутренних сил в поезде равна нулю, так как в любой сцепке при относительных перемещениях действуют взаимно противоположные силы.

Сила общего сопротивления движению состава будет $W''' = \sum W_i''$.

Новая модель поезда теперь представляет собой два связанных тела (локомотив и состав вагонов), движущихся поступательно (рис. 1.8, б). Так как оба тела находятся в движении одно и то же время, проходят одно и то же расстояние (от одной станции до другой), то есть движутся с одной и той же средней скоростью, возможно дальнейшее упрощение.

Этап 2. Исходя из этих соображений, представим поезд теперь в виде одного тела общим весом $(P+Q)$, на которое действуют горизонтальные силы тяги F и сопротивления движению W (рис. 1.8, в).

На этом этапе составления модели обратим внимание на то, что часть массы поезда (колесные пары локомотива и вагонов, якоря тяговых электродвигателей локомотива), помимо поступательного движения в составе поезда, совершает вращательное движение, на что затрачивается часть работы движущей силы F .

Этап 3. Исключим из рассмотрения вращающиеся массы, условно увеличивая вес (массу) движущегося поезда умножением его на $(1+\gamma)$, где γ — коэффициент (доля) вращающихся масс в общей массе поезда. В результате получаем одно тело весом $P(1+\gamma)$ и массой $M(1+\gamma)$, движущееся поступательно (рис. 1.8, з).

Этап 4. Последним этапом моделирования поезда может быть отвлечение от его реальных размеров. Можно считать, что, так как все элементы поезда движутся поступательно, его реальные размеры (то есть, длина) не имеют существенного значения для анализа характера его движения. Это позволяет рассматривать движение поезда как движение центра его масс (центра тяжести), то есть как движение известной в механике модели — материальной точки, в которой сосредоточена масса поезда и к которой приложены все действующие на него силы.

Именно такая, внешне очень простая, модель поезда и положена в основу методов тяговых расчетов, предназначенных для использования в практике эксплуатации железных дорог в нашей стране. Это положение зафиксировано в п. 1.4.1 Правил тяговых расчетов: «При определении скорости движения и времени хода поезд принимать за материальную точку, в которой сосредоточена вся его масса. Положение этой точки условно считать в середине поезда».

Об учете в расчетах длины поезда. В модели и методике тяговых расчетов, установленных Правилами тяговых расчетов, не учитывается вообще длина поезда и ее соотношение с длинами элементов продольного профиля (подъемов и спусков).

Необходимость учета длины поезда при тяговых расчетах неоднократно высказывалась различными специалистами. И отношение к этому вопросу неоднозначное.

С одной стороны, возможность учета реальной длины состава, безусловно, могла бы способствовать повышению точности самих тяговых расчетов. Но, с другой стороны, это сделало бы их более сложными. Последнее обстоятельство имело особое значение в период разработки и формирования методики тяговых расчетов, когда все расчеты выполнялись вручную.

Еще в 1915 г. профессор Ю.В. Ломоносов, рассматривая влияние конечной длины поезда в увязке с технологией предварительной подготовки продольного профиля пути для расчетов («спрямлением», о чем речь будет ниже), констатировал, что «*принимая массу поезда сосредоточенной в середине поезда, во всех случаях, выдвигаемых практикой, можно не считаться с конечной длиной его*».

Однако, по мере роста мощностей локомотивов и масс поездов, перевозимых по железным дорогам, особенно так называемых тяжеловесных и длинносоставных, вопрос о необходимости учета длины поезда при тяговых расчетах возникал вновь.

Этому способствовало использование для выполнения тяговых расчетов электронно-вычислительных машин.

Особое значение этот вопрос приобретал при проектировании продольного профиля новых железных дорог, и поэтому разработку методов и машинных программ проектных тяговых расчетов с учетом конкретной длины поезда часто разрабатывали не только тяговики, но и специалисты по проектированию железных дорог.

В таких случаях за модель движущегося поезда чаще принимают линейную цепь с распределенной погонной нагрузкой $\bar{q} = (P + Q) / l_{\text{п}}$, где $l_{\text{п}}$ — длина поезда. Естественно, что объемы вычислительных работ по такой модели при выполнении тяговых расчетов, даже с помощью ЭВМ, существенно увеличиваются и «вручную» такой расчет может быть выполнен лишь для единичных элементов продольного профиля железнодорожного пути. Однако надо иметь в виду, что «по-

вышение точности» в какой-то мере условно, так как исходные данные в тяговых расчетах сами условно усреднены.

Режимы движения поезда. В соответствии с этой моделью могут встречаться три основных сочетания различных действующих на поезд сил, которые определяют так называемые режимы его движения.

1. Режим тяги (или работы локомотива).

На поезд действуют сила тяги F и силы сопротивления W . Равнодействующая действующих на поезд сил $R = F - W$.

Здесь возможны три варианта характера движения поезда в зависимости от соотношения действующих сил:

а) $R > 0$, то есть $F > W$, что соответствует ускоренному движению поезда на стадиях разгона и увеличения скорости его движения;

б) $R < 0$, то есть $F < W$ — замедленное движение;

в) $R = 0$, то есть $F = W$ — равномерное движение.

2. Режим выбега (или холостого хода энергетической установки локомотива, при котором ее энергия на тягу поезда не используется).

В этом случае поезд движется без участия силы тяги локомотива (по инерции или под уклон). На поезд действуют только силы сопротивления движению W . Движение при этом, как правило (за исключением движения на крутых спусках), замедленное.

3. Режим торможения.

На поезд, при отсутствии силы тяги, кроме сил сопротивления действуют искусственные силы, направленные противоположно движению и сумма которых представляет тормозную силу поезда B , величина которой может быть значительно больше сил основного и дополнительного сопротивления движению. В этом режиме равнодействующая этих сил $R = -(W + B)$ всегда отрицательна и движение поезда — замедленное.

1.5. Железнодорожный путь и его особенности

Для изучения вопросов теории тяги поездов на железных дорогах необходимо всегда иметь в виду и общее устройство железнодорожного пути, и его особенности. Наиболее важными характеристиками рельсового пути являются ширина рельсовой колеи, план и продольный профиль пути.

Ширина рельсовой колеи железнодорожного пути. Шириной рельсовой колеи называют стандартное расстояние между внутренними гранями головок рельсов.

В период возникновения первых железных дорог (первая половина XIX века) строители и заказчики дорог выбирали ширину колеи по своему усмотрению.

Джордж Стефенсон, строитель первой рельсовой дороги общего пользования Дарлингтон—Стоктон в северной Англии, открытой в 1825 г., первоначально принимал для своей дороги нормальную «конную» колею, которая использовалась на конно-рельсовых путях горных предприятий — 4 фута и 6 дюймов — 1372 мм. Этот, никем не установленный, стандарт ширины рельсовых путей определялся естественным габаритом конной упряжи.

В Англии традиционно и по сей день используются неметрические единицы измерения длины. Напомним: 1 фут = 304,8 мм; 1 дюйм = 25,4 мм; один фут содержит 12 дюймов.

Но при проектировании паровозов для дороги с этой шириной колеи у Стефенсона возникли затруднения с возможностью размещения цилиндров паровой машины по бокам паровозного котла. Ему пришлось «раздвинуть» колеса локомотива и, соответственно, рельсы дороги на $2\frac{1}{2}$ дюйма (примерно на 63 мм).

Ширина колеи получилась 4 фута и $8\frac{1}{2}$ дюйма (1435 мм). Эта же ширина колеи была принята Стефенсоном для следующей железной дороги с паровой тягой — Ливерпуль—Манчестер, открытой в 1830 г.

Другие строители первых дорог в той же Англии, однако, принимали различные величины ширины рельсовой колеи своих дорог. В те годы никто не мог предположить, что отдельные железнодорожные участки могут со временем сливаться в целые направления, а затем в единую железнодорожную сеть в стране.

Так, инженер Бранел в 1833 г. построил железную дорогу с шириной рельсовой колеи даже 7 футов (2135 мм). Он рассчитывал на высокие скорости движения по построенной линии и посчитал, что движение поездов при широкой колее будет более устойчивым и безопасным.

Однако со временем при слиянии отдельных дорог в сеть для большей части сети страны была принята «степенсоновская» ширина

колеи, которая получила распространение и стала стандартной во многих странах Европы и Америки.

В то же время в Ирландии и на севере Англии сохранялись железные дороги с шириной колеи 5 футов и 6 дюймов (1676 мм) и 5 футов и 3 дюйма (1600 мм) — «ирландский стандарт».

В других странах имела место подобная же картина.

В частности, в России строитель первой железной дороги Петербург—Царское Село—Павловск чешский инженер Франтишек Герстнер в 1836 г. выбрал ширину колеи 6 футов (1829 мм). Он также рассчитывал на большую устойчивость подвижного состава. Однако при проектировании и строительстве железной дороги Петербург—Москва в 1840-е гг. российские специалисты (Н.И. Липин, П.П. Мельников и другие) обосновали целесообразность для нее ширины рельсовой колеи 5 футов (1524 мм), которая впоследствии и стала стандартной для российских железных дорог.

В 1970-х гг. ширина нормальной колеи в стране решением МПС СССР была уменьшена на 4 мм, и теперь ее стандартная величина составляет 1520 мм. Такую же ширину рельсовой колеи имеют железные дороги стран СНГ, Балтии, Финляндии и Монголии.

Железные дороги Испании и Португалии, а также некоторых связанных с ними стран Южной Америки, имеют ширину колеи 1676 мм («сибирский стандарт»).

На различных железных дорогах Индии и Пакистана встречаются стандарты ширины колеи 1829, 1676 и 1435 мм. А, например, в Австралии наряду с линиями со стандартной шириной колеи (1435 мм) есть дороги с шириной колеи 1600 и 1067 мм.

В Японии и ряде стран Юго-Восточной Азии вследствие сложного рельефа поверхности получили распространение железные дороги с шириной колеи всего 3 фута и 6 дюймов (1067 мм). Такую же ширину колеи имеют линии российской Сахалинской железной дороги, для которой поэтому приходится проектировать и строить специальные локомотивы (тепловозы).

Отмеченные особенности железных дорог разных стран необходимо иметь в виду, сравнивая технические решения, показатели и характеристики подвижного состава с принятыми на отечественных железных дорогах.

Конструкция пути, типы и длина рельсов, ширина рельсовой колеи и нормы ее содержания непосредственно влияют на характер движе-

ния поездов, в частности, на величину сил сопротивления движению (об этом — далее, в главе 3).

Представление железнодорожного пути в тяговых расчетах. Каждый участок железнодорожного пути вследствие изменений рельефа земной поверхности, на которой он проложен, не может быть строго прямолинейным. Так или иначе он отклоняется по своей форме от прямого направления как в плане (как он изображается на географических картах), так и в вертикальном (продольном) сечении (продольном профиле).

Любая железнодорожная линия в плане состоит из прямолинейных («прямых») и криволинейных («кривых») участков различной длины, связанных с прокладкой трассы линии на рельефе земной поверхности.

Криволинейные участки железнодорожного пути, изменяющие направление движения поездов, выполняются круговыми, то есть каждая кривая укладывается по дуге окружности соответствующего постоянного радиуса R .

Между прямыми и кривыми участками пути, а также и между кривыми разных радиусов, при проектировании и строительстве железных дорог предусматриваются и укладываются так называемые переходные кривые, то есть криволинейные участки относительно небольшой длины (обычно, в несколько десятков метров) с переменным радиусом кривизны, постепенно изменяющимся по величине, например от ∞ (на прямом отрезке) до R (на круговой кривой) или от R_1 до R_2 — между двумя кривыми различных радиусов. Это необходимо для более плавного и безопасного изменения направления движения поездов.

Однако при выполнении тяговых расчетов обычно наличие переходных кривых не принимают во внимание, считая, что переходы от прямых участков пути к кривым и наоборот осуществляются мгновенно, без промежуточного перехода (рис. 1.9). Длина переходных кривых подразумевается входящей в общую длину криволинейных участков.

Круговая кривая может быть задана значениями любых двух из трех возможных величин: общая длина кривой (включая переходные) — $S_{кр}$, м; радиус кривой R , м, и центральный угол кривой — α° . Эти величины, как известно из геометрии, связаны между собой: $S_{кр} = 2\pi R \alpha / 360$.

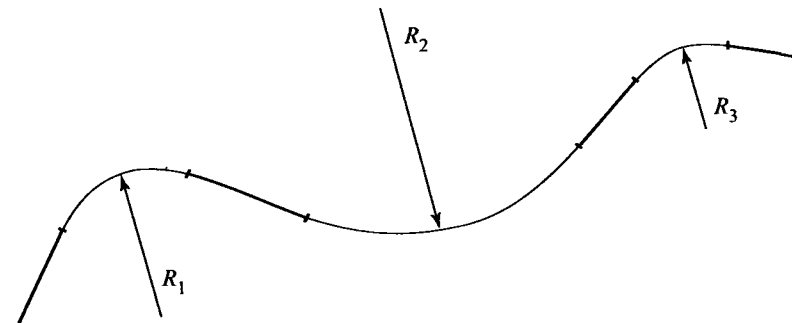


Рис. 1.9. Схема плана участка железной дороги:
 $R_1, R_2 \dots$ — радиусы криволинейных участков

Продольный профиль железнодорожного пути (сечение по развернутой в плоскость вертикальной поверхности, проходящей через осевую линию пути) также проектируется состоящим из прямолинейных отрезков, либо горизонтальных, либо наклоненных под разными углами (уклонами $\pm i$) к горизонту. Элементы профиля с различными уклонами, также как и элементы плана пути, при проектировании и строительстве соединяются между собой сопрягающими кривыми.

В практике тяговых расчетов эти сопряжения также не принимаются во внимание. Продольный профиль участка рассматривается как ломаная линия, состоящая из прямолинейных отрезков с разными углами наклона к горизонтали — уклонами $\pm i, \%$, и различными высотами (отметками) h конечных точек по отношению к какому-то исходному уровню, например высотой над уровнем моря (рис. 1.10, а).

Учитывая такое упрощение, продольный профиль участка железнодорожного пути можно представлять не масштабным чертежом с двухмерным изображением линии разреза, а, например, в виде таблицы (табл. 1.1) или условного обозначения — одномерного, масштабного только по длине (рис. 1.10, б).

Уклон (крутизна) каждого элемента профиля в тысячных ($\%$) определяется как $i = (h_2 - h_1) / l$, где h_2 и h_1 — отметки (высоты) соответственно конечной и начальной точек элемента профиля (в метрах); l — длина элемента в километрах. Уклон в 1 $\%$ соответствует изменению высоты конечной точки элемента на 1 м на длине в 1 км.

Таблица 1.1

Пример условного представления продольного профиля участка пути

Номера элементов	Длина элемента l , м	Крутизна уклона i , ‰	Радиус кривой R , м	Длина кривой $S_{кр}$, м
1 (станция А)	1700	0,0		
2	2400	-2,5	650	350
3	800	-1,5		
4	1600	0,0		
5	1850	+12,5		
6	500	+3,5		
7	6800	+7,3		
8 (станция Б)	1600	0,0		
9	800	+1,5	1500	600
10	1000	0,0		
11	1200	-9,0		
12	1000	0,0	1000	500
13	800	+6,0	650	450
14	600	+4,5		
15	875	0,0		
16	7000	-7,0		
17	1650	-2,0		
18	2400	0,0		
19	1600	+2,0	1300	650
20 (станция В)	1400	0,0		

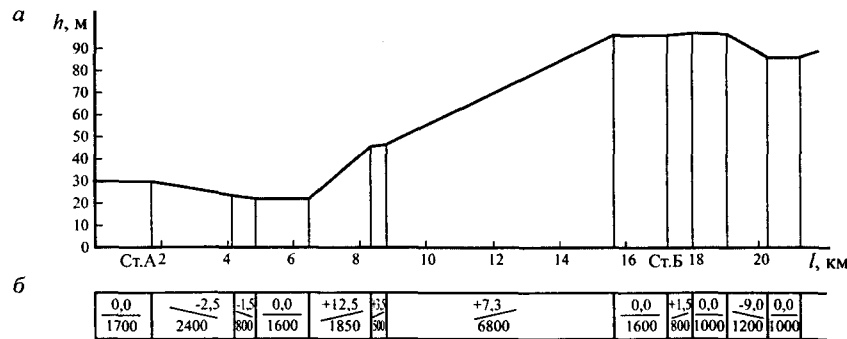


Рис. 1.10. Продольный профиль пути участка железной дороги (по данным табл. 1.1, кривые на профиле не отмечены): a — продольный профиль (двухмерное изображение); b — условное (одномерное) изображение продольного профиля

Условное представление продольного профиля, получаемое после некоторой предварительной подготовки, используется обычно, как будет показано дальше, при выполнении тяговых расчетов.

1.6. Возникновение и развитие научных исследований тяговых свойств локомотивов и науки о локомотивной тяге поездов (краткий обзор истории)

При анализе и планировании любого транспортного движения, целью которого является перемещение заданной массы груза на заданное расстояние, первичными всегда являются три главных вопроса:

— как создать и реализовать движущую силу транспортного средства (качественная сторона);

— какая величина движущей силы необходима для обеспечения возможности перемещения заданного транспортного средства (для преодоления сопротивления движению — количественная сторона);

— сколько энергии необходимо затратить на это перемещение и за какое время оно возможно (количественная технико-экономическая оценка).

Эти вопросы возникали сразу же, на заре развития железнодорожного транспорта. Ответы на эти вопросы искали и создатели первых локомотивов, и строители первых железных дорог.

Первые опыты в сфере тяги поездов. В 1803 г. Ричард Тревитик (Англия), создатель первого в мире паровоза, пытаясь ответить на первый из вопросов, перечисленных выше, показал и доказал, что движущую силу можно создать и реализовать при помощи ведущего колеса, к которому приложен вращающий момент от парового двигателя.

Тем не менее, в 1811—1812 гг. англичане Мэтью Мэррей и Джон Бленкинсоп построили железную дорогу с третьим зубчатым рельсом и паровоз с ведущим зубчатым колесом (рис. 1.11). Таким образом они реализовали движущую силу через зубчатое зацепление, где эта сила передавалась в каждый момент времени лишь через пару зубьев. Правда, они не опровергли Тревитика. Просто на их дороге был очень крутой (6,6 % или 66 ‰) подъем. И они посчитали, что

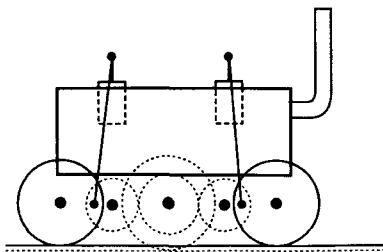


Рис. 1.11. Паровоз М. Мэррея и Дж. Бленкинсопа с зубчатым зацеплением (точечным пунктиром показаны зубчатые колеса и зубчатый рельс)

Еще в 1814 г. в Англии же Уильям Хедли и Тимоти Гакурт провели первые опыты по оценке величины сил сцепления между колесами паровоза и рельсами и уже экспериментально подтвердили заявленную Р. Тревитиком возможность создания силы тяги при помощи колеса.

Можно сказать, что уже с этого момента начинались практические исследования основных вопросов локомотивной тяги.

Первые опыты по оценке сил сопротивления движению вагонов провел Джордж Стефенсон в 1818 г. В 1825—1830 гг. такие же в принципе опыты проводил чешский инженер Франтишек Антонин Герстнер, строивший в Австро-Венгрии еще конно-рельсовую дорогу Будвайс (ныне Ческе Будејовице в Чехии) — Линц (в Австрии, на Дунае). Он определил, что по рельсам лошадь может провезти в семь раз больший груз, чем по грунтовой дороге. Это уже убедительно показывало преимущество рельсового пути. (Напомним, что Ф.А. Герстнер, о котором уже шла речь выше, впоследствии был организатором строительства первой в России Царскосельской железной дороги.)

Создание и развитие науки о тяге поездов в России. Развитие железнодорожного транспорта в мире во второй половине XIX века, в частности в России — после завершения строительства дороги Петербург—Москва (1851 г.), привело к расширению опытных исследований в сфере тяги поездов, привлечению к ним широкого круга специалистов, накоплению, с одной стороны, опытных данных,

контакта гладкого колеса с гладким рельсом для реализации силы тяги в этом случае будет недостаточно.

Последующие исследователи, считая первый вопрос решенным, уже интересовались количественной оценкой возможных и необходимых сил, то есть ответами на второй вопрос. Получить их можно было только экспериментальным путем.

и попыткам их теоретического анализа и обобщения, с другой стороны.

При проведении испытаний паровозов стали использоваться приборы.

Первый из них — индикатор, с помощью которого можно было изучать рабочие процессы в паровой машине паровоза, количественно определять ее энергетические возможности.

Второй прибор — динамометр — давал возможность измерять продольные силы в поезде во время движения.

Уже использование этих приборов и проведение непосредственных и точных измерений переводило испытания локомотивов из категории практических опытов в разряд научных экспериментальных исследований.

Развитие техники испытаний было неразрывно связано с научным теоретическим изучением работы и конструированием самих локомотивов.

Профессор Института Корпуса инженеров путей сообщения (ныне Петербургский Государственный университет путей сообщения) А.Г. Добронравов опубликовал в 1858 г. свой труд «Общая теория паровых машин и теория паровозов», где дал уравнение движения поезда, формулу для определения его веса и подробно рассмотрел составные элементы сил сопротивления движению.

Первые попытки определения силы тяги опытным путем были сделаны в 1860-х гг. профессором М.Ф. Окатовым. В 1869 г. он ставил непосредственно на линии опыты, как он назвал, «на скользание», то есть определял величину силы тяги по сцеплению. Профессор Л.А. Ераков в своем труде «Определение расхода топлива паровозами» (1877 г.) научно разработал основы тяговых расчетов для определения веса состава, времени хода, допускаемой скорости поездов по тормозным средствам, расходов воды и топлива. Позднее (в 1883 г.) Л.А. Ераков рассмотрел природу сопротивления движению на горизонтальном и прямом пути, на подъемах и в кривых участках пути.

Все эти работы, в основном, носили характер теоретического анализа и методических разработок, им не хватало фактических данных. Была очевидная необходимость проведения научных опытов, которые позволили бы получить действительные тяговые и энергетические характеристики основных типов паровозов.

Опытные исследования локомотивов в России. В становлении и организации этих исследований принимали участие многие выдающиеся отечественные специалисты.

Инженер В.И. Лопушинский (1856—1929), конструктор паровозов, в 1877—1879 гг. на разных дорогах проводил первые в нашей стране опыты по измерению сопротивления движению паровозов и вагонов с применением динамометров.

Инженер А.П. Бородин (1848—1898) — один из виднейших специалистов России в области техники железнодорожного транспорта в конце XIX века, будучи главным инженером службы тяги и подвижного состава Юго-Западных ж.д. (в Киеве), пробовал проводить исследования работы паровозов непосредственно в эксплуатации на линии и убедился в трудностях получения достоверных результатов. Поэтому он попытался преодолеть эти трудности, проводя испытания паровоза в стационарных условиях.

В 1880—1881 гг. А.П. Бородин создал в Киевских железнодорожных мастерских Юго-Западных ж.д. опытный стенд для испытаний паровозов и проводил на нем исследования работы паровой машины паровоза. Им (совместно с инженером Л.М. Леви) были выполнены таким образом первые научные опыты по испытанию локомотивов и создана первая в мире научная (паровозная) лаборатория на железнодорожном транспорте.

Опытный паровоз типа 1–2–0 был установлен в специальное стойло и работал на месте. Нагрузкой ему служило все станочное оборудование мастерских, на привод которого через трансмиссию использовалась работа паровой машины паровоза (рис. 1.12). Для этого ведущая колесная пара отделялась от спаренной и несколько приподнималась над рельсами (на высоту Δ). Один из ее бандажей был обточен под шкив. На него надевался ремень, связывающий со шкивом трансмиссионного вала мастерских. Вся потребляемая трансмиссией мощность не превышала 65—70 кВт при 100 об/мин ведущих колес, что соответствовало движению паровоза по рельсам со скоростью порядка 30 км/ч.

Понимая ограниченность возможностей опытного стенда по нагрузке паровоза — большую мощность получить было невозможно, А.П. Бородин высказал идею применения каткового механизма для испытаний локомотивов. Многие последующие паровозные лаборатории как в России, так и за рубежом создавались именно на базе катковых станций.

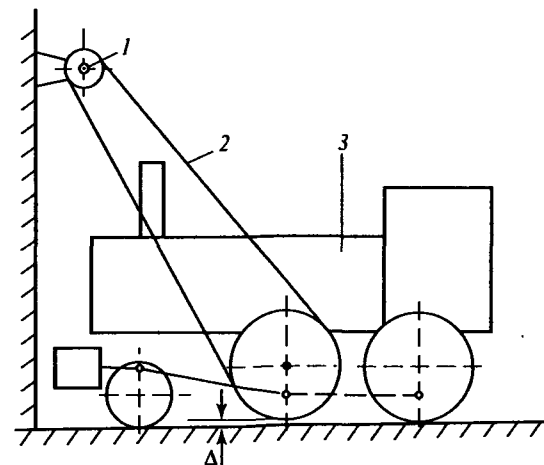


Рис. 1.12. Схема стенда для стационарных испытаний паровой машины паровоза типа 1–2–0 в Киевских железнодорожных мастерских (по проекту А.П. Бородина): 1 — вал трансмиссии привода станочного оборудования мастерских; 2 — ременная передача; 3 — испытываемый паровоз (пунктиром показан снятый спарник); Δ — высота подъема ведущей колесной пары над рельсом

В 1903—1904 гг. такая станция была построена на Путиловском (ныне Кировском) заводе в Петербурге по инициативе и по проекту главного конструктора завода по паровозостроению профессора М.В. Голлобова. Такая же катковая испытательная лаборатория перед Первой мировой войной создавалась им и на другом петербургском — Александровском (позднее — Пролетарском) — заводе для Института инженеров путей сообщения.

Катковая станция — это стационарная лаборатория, оборудованная устройствами, позволяющими локомотиву во время его испытаний оставаться на одном месте (не иметь поступательного движения, как на стенде А.П. Бородина), в то время как энергетическая установка локомотива вращает ведущие (сцепные колеса) и катки, на которые они опираются (рис. 1.13, а).

Каждая ведущая ось локомотива устанавливается на отдельный каток, представляющий собой колесную пару (ось с двумя колесами), имеющую возможность вращаться в двух подшипниках. Ободы колес

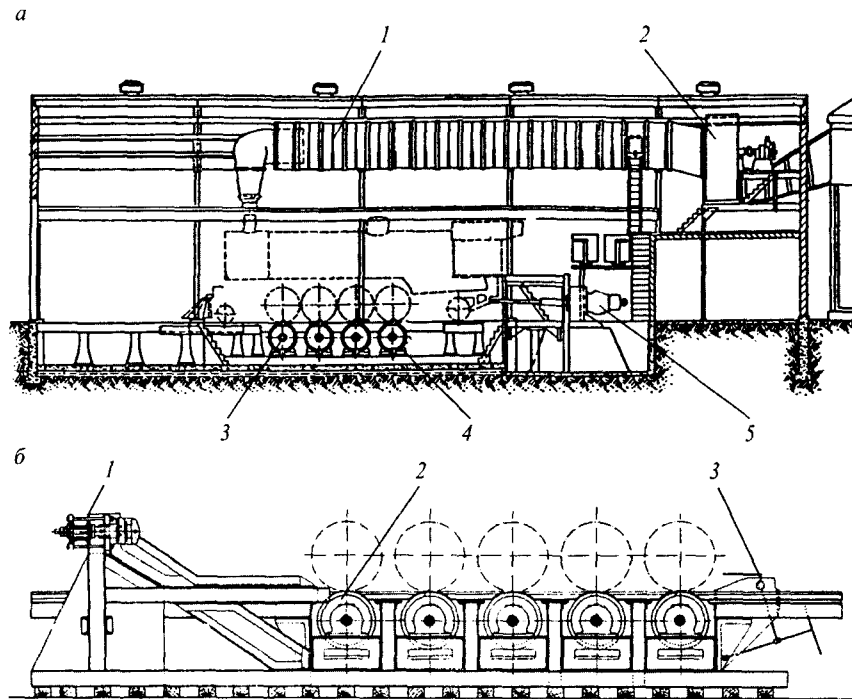


Рис. 1.13. Катковые опытные станции для испытаний локомотивов в стационарных условиях: *a* — станция для испытаний паровозов (по проекту М.В. Гололобова): 1 — дымовытяжная труба; 2 — вентилятор-дымосос; 3 — катки; 4 — тормозные устройства; 5 — динамометр; *б* — временная станция для испытаний тепловоза Ю^Э-001 и паровоза серии ЭГ (по проекту Ю.В. Ломоносова): 1 — динамометр; 2 — катки; 3 — привод управления тормозными устройствами

катка имеют профиль головки рельса. Расстояние между катками можно изменять, передвигая их, в соответствии с расстояниями между ведущими осями конкретного локомотива. Таким образом катки воспринимают на себя сцепной вес локомотива. Вспомогательные колесные пары (направляющие и поддерживающие) паровоза при этом опираются на рельсы, расположенные на одном уровне с катками.

Локомотив своей сцепкой присоединяется к массивной неподвижной стойке (или к стене) через динамометр. Его энергетическая уста-

новка через ведущие колеса приводит во вращение катки станции. Торможением катков при помощи специальных тормозных устройств можно было создавать требуемую постоянную нагрузку локомотива и регулировать ее по программе испытаний.

Как видно из этого краткого описания, катковая станция представляет собой достаточно сложное и громоздкое сооружение. При паровой тяге ее конструкция усложнялась наличием устройств для подачи топлива и воды и измерения их расхода, вытяжными и очистными устройствами для удаления дыма и пара.

(Заметим, что идея стационарного испытания автономных транспортных средств при помощи каткового механизма сейчас широко используется при производстве, ремонте и диагностике автомобилей.)

Инженер Л.М. Леви (1854—1927), участник опытов в лаборатории А.П. Бородина и его ученик, в 1893 г. проводил испытания паровозов в составе поездов при движении на участке Киев—Фастов. Опытные поездки совершались двойной тягой, причем испытуемый паровоз работал в постоянных режимах по форсировке котла и отсечке паровой машины. Изменения нагрузки и характера движения поезда за счет профиля пути должны были компенсироваться вторым поездным локомотивом. Принятая методика оказалась так же не вполне совершенной, так как при изменениях профиля пути не удавалось поддерживать неизменной скорость движения поезда.

Профессор Петербургского технологического института Н.П. Петров (1836—1920), известный созданием гидродинамической теории трения, считается и основателем расчетного подхода к анализу режимов движения железнодорожного поезда, то есть в какой-то мере основателем тяговых расчетов в нашей стране.

В 1889 г. был издан труд Н.П. Петрова «Соппротивление поездов на железных дорогах», где (он был математик по образованию) теоретически были рассмотрены составляющие сил сопротивления движению поезда и влияние различных факторов на их величину. Им в 1892 г. были предложены расчетные формулы для определения сопротивления подвижного состава.

В 1890-е гг. профессор Н.П. Петров был начальником Управления казенных железных дорог МПС, председателем Инженерного совета МПС, товарищем (заместителем) министра путей сообщения. Он сыграл важную роль в организации строительства Транссибирской магис-

трали и способствовал открытию в Москве железнодорожного Инженерного училища — современного Московского Государственного университета путей сообщения (МИИТа).

Ю.В. Ломоносов (1876—1952) еще начинающим молодым инженером в 1898 г. начал проводить эксплуатационные испытания паровозов в составе поездов по поручению службы тяги Харьковско-Николаевской железной дороги, где он работал после окончания Института инженеров путей сообщения (в Петербурге). Ломоносов разработал свою методику измерений и обеспечения постоянства режима без помощи регулируемого паровоза. Она оказалась успешной, и с 1908 г. систематические путевые тягово-теплотехнические испытания паровозов проводились по единой методике на разных железных дорогах.

В 1912 г. при Министерстве путей сообщения была создана «Контора опытов над типами паровозов» под руководством Ю.В. Ломоносова. Это было первое научное учреждение отечественного железнодорожного транспорта. В составе «Конторы» действовали три отдела: паровозный, тяговых расчетов и топливный, которые и определяли содержание ее работы.

Министерством путей сообщения были утверждены «Правила производства сравнительных опытов над типами паровозов», которые были обязательными для всех испытаний паровозов на казенных (государственных) железных дорогах.

Паровозный отдел «Конторы» проводил испытания паровозов на сети совместно с работниками железных дорог и обработку их результатов. Целью испытаний было построение тяговых и теплотехнических характеристик локомотивов. На основе проведенных испытаний были созданы и изданы в виде «паспортных книжек» технические паспорта паровозов почти всех серий, работавших на железных дорогах России.

В отделе, который проводил систематизацию и обобщение результатов проведенных испытаний, разрабатывал и совершенствовал методы тяговых расчетов, большую роль играли ученики и сотрудники Ломоносова: инженеры А.И. Липец (он создал метод графического интегрирования уравнения движения поезда — построения кривой зависимости скорости движения поезда в зависимости от пройденного пути) и Г.В. Лебедев, разработавший способ графического построения кривой времени хода поезда в зависимости от пути.

В 1915 г. вышло из печати уже второе издание книги Ломоносова «Тяговые расчеты», в которой было дано обобщение разработанных к тому времени методов тяговых расчетов. В 1917 г. Министерство путей сообщения России утвердило «Временные правила о производстве тяговых расчетов», подготовленные на основе работы «Конторы опытов».

Таким образом, вклад Ю.В. Ломоносова в развитие теории локомотивной тяги складывается из двух частей: 1) создание метода испытаний локомотивов и паспортизация паровозов и 2) разработка методов тяговых расчетов.

Полезно помнить еще одну заслугу Ломоносова вообще перед железнодорожным транспортом — создание первого в мире работоспособного магистрального тепловоза.

Развитие тяги поездов и техники испытаний локомотивов в СССР и России. В 1918 г. в Москве был организован Экспериментальный институт путей сообщения. Переведенная из Петрограда в Москву «Контора опытов над типами паровозов» и ее специалисты послужили базой для создания этого института. В начале 1930-х гг. институт стал называться Научно-исследовательским институтом реконструкции тяги (ИРТ), на который в том числе была возложена и работа по проведению испытаний подвижного состава и разработки норм и методов тяговых расчетов. Теперь это — ВНИИЖТ — Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта.

Начало тяговых испытаний тепловозов. В 1923—1924 гг. в процессе строительства первого магистрального тепловоза Ю^Э-001, которое осуществлялось по проекту профессора Ю.В. Ломоносова в Германии, на паровозостроительном заводе в Эслингене российскими специалистами была запроектирована и построена для проведения испытаний нового тепловоза специальная катковая станция (рис. 1.13, б). При ее проектировании учитывался опыт создания такой станции на Путиловском заводе.

На этой станции в 1924 г. были проведены сравнительные испытания тепловоза Ю^Э-001 и одного из серийных паровозов ЭГ, которые строились в то время на заводе по заказу правительства СССР.

В дальнейшем испытания тепловозов проводились в эксплуатационных условиях на железных дорогах СССР.

В конце января — начале февраля 1925 г. на участке Ховрино—Крюково Октябрьской железной дороги проводились сравнительные поездные испытания первых советских тепловозов: Ю^Э-001 (позднее обозначенного как Э^{ЭЛ}-2) и Ю^Э-002 конструкции профессора Я.М. Гаккеля, который был обозначен Щ^{ЭЛ}-1. Эти испытания позволили получить первые представления о тяговых возможностях и технических особенностях тепловозов с электрической передачей.

Широкие эксплуатационные испытания тепловоза Э^{ЭЛ}-2, успешно выдержавшего первый этап опытных поездок, были продолжены в 1925 г. под руководством профессора Ю.В. Ломоносова в форме длительных демонстрационных поездок с поездами по маршрутам от Москвы до Северного Кавказа и Закавказья. Представителем Народного Комиссариата путей сообщения (НКПС) в этих поездках был инженер А.М. Бабичков, который впоследствии стал одним из основателей учебной дисциплины «Тяга поездов» в транспортных вузах СССР.

Тепловоз Э^{ЭЛ}-5, построенный в 1931 г., прошел испытания на катковой станции на заводе в Германии, затем в том же году испытывался на Октябрьской ж.д. Затем с 1932 г. проводились его длительные испытания в эксплуатации в депо Ашхабад, которые позволили создать технический паспорт этого тепловоза.

Все эти испытания, с одной стороны, давали материалы как для совершенствования самих тепловозов, так и для создания их паспортных характеристик. С другой стороны, исследователи снова убеждались в том, что для возможности получения более точных и полных характеристик локомотивов необходимо проведение их испытаний на специально оборудованных участках.

Опытные полигоны. Несмотря на успешность проведения опытов по разработанной им системе, Ю.В. Ломоносов еще в 1901 г. высказывал мысль о том, что для получения надежных результатов опытного исследования паровозов необходим специальный, строго горизонтальный замкнутый путь. Эта идея смогла быть реализована в стране лишь спустя 30 лет.

Под Москвой было создано Опытное железнодорожное кольцо, которое предназначалось специально для испытаний подвижного состава. Строительство кольца вблизи станции Бутово Московско-Курского направления нынешней Московской железной дороги осу-

ществлялось под руководством известного специалиста-теплотехника профессора Н.И. Белоконя и было завершено в 1932 г.

Кольцо тогда представляло собой замкнутый кольцевой путь радиусом 956 м (что давало длину окружности кольца точно 6000 м), расположенный на горизонтальной площадке (рис. 1.14). Наружный рельс кольца был уложен с возвышением на 50 мм по отношению к внутреннему (в дальнейшем в связи с заменой и усилением верхнего строения и, в частности, рельсов кольцевого пути на более мощные — Р65 и для возможности движения поездов со скоростями до 120—140 км/ч возвышение наружного рельса было увеличено до 90 мм).

Создание Кольца, которое первоначально и длительное время называлось «Бутовским», знаменовало важный шаг в совершенствовании методов испытаний подвижного состава.

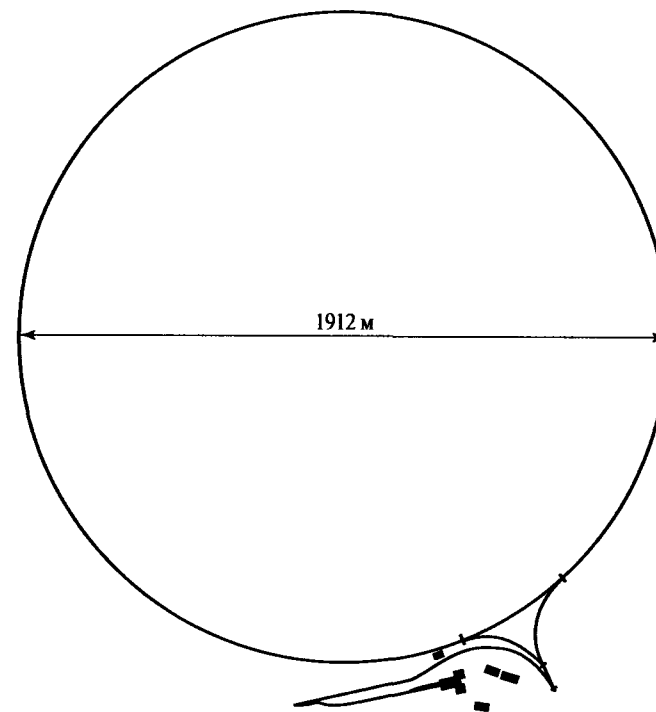


Рис. 1.14. Схема Экспериментального кольца ВНИИЖТа на станции Щербинка Московской железной дороги (на момент постройки в 1932 г.)

Поскольку на кольце локомотивы работают в движении по реальным железнодорожным путям, при их испытаниях сохранялись все преимущества эксплуатационных поездных испытаний на линии. В то же время отпадали трудности, связанные с проведением испытаний в условиях регулярного движения на путях общего пользования. Замкнутый участок пути однообразного профиля позволяет локомотивам совершать неограниченные пробеги любой длины на ограниченной территории, близкой к стационарным лабораториям и мастерским (при Кольце были построены паровозное депо и служебно-бытовые помещения).

На Опытном кольце с тех пор проводились и проводятся все основные испытания отечественного подвижного состава: локомотивов и вагонов. Его главным назначением были и остаются тягово-теплотехнические и тягово-энергетические испытания локомотивов.

Первым объектом испытаний в 1932 г., сразу же после завершения строительства Кольца, стал паровоз Э^{МО} 710-53. Испытания проводились под руководством одного из основателей советской школы опытного исследования локомотивов профессора О.Н. Исаакяна.

В 1933 г. на Кольце под руководством кандидата технических наук Т.Н. Хохлова испытывался один из первых тепловозов серии Э^{эл}. Затем в 1935 г. с участием Т.Н. Хохлова и А.И. Долинжева были проведены испытания первого двухсекционного отечественного тепловоза ВМ20.

В 1935 г. Кольцо было электрифицировано, что позволило испытать образцы первых электровозов серий ВЛ19 и С11. Ими руководил профессор В.Ф. Егорченко, начавший работу по испытаниям локомотивов еще в прежней «Конторе опытов».

Испытания на Кольце были узаконены в стране в качестве обязательных и стали этапом системы создания новых локомотивов. В дальнейшем каждый опытный образец нового паровоза, тепловоза или электровоза, прежде чем поступить для эксплуатации на железные дороги СССР, проходил тщательные и всесторонние испытания на Опытном кольце. В процессе многочисленных тягово-теплотехнических испытаний локомотивов продолжала совершенствоваться методика их исследований.

Само Опытное кольцо, как экспериментальная база ВНИИЖТа, в дальнейшем получило значительное развитие. Непосредственно вблизи Кольца, в месте его примыкания к главным путям дороги, была соз-

дана новая железнодорожная станция Щербинка (следующая по ходу от Москвы, за Бутовым).

В дополнение к основному, главному, кольцевому пути, внутри него были уложены еще два замкнутых кольцевых пути переменного плана и продольного профиля (радиусы кривых от 400 до 1200 м, уклоны до 8 ‰) длиной по 5,7 км. Они предназначены для испытаний на долговечность различных конструкций верхнего строения железнодорожного пути, главным образом различных типов рельсов.

В проведении различных испытаний локомотивов, вагонов и тормозных систем поездов, исследовании сил сопротивления движения на Кольце участвовали многие известные специалисты-тяговики: А.М. Бабичков, А.И. Долинжев, В.Ф. Егорченко, В.М. Казаринов, О.Н. Исаакян, П.А. Гурский, П.Н. Астахов, П.Т. Гребенюк, П.П. Стромский, В.Г. Иноземцев, А.Н. Долганов и другие.

На Экспериментальном (Опытном) кольце ВНИИЖТа в послевоенное время были выполнены всесторонние испытания всех новых (серийных и опытных) отечественных локомотивов (паровозов, тепловозов, электровозов и газотурбовозов). По результатам испытаний были получены и опубликованы их тяговые характеристики для возможности использования в практике железных дорог.

На основе результатов многих испытаний научными сотрудниками ВНИИЖТа были выпущены обобщающие монографии, опубликованы статьи по ряду специальных вопросов механики движения поездов. Например, о сопротивлении движению подвижного состава (П.Н. Астахов, П.А. Гурский, П.П. Стромский), о тормозных расчетах (В.Г. Иноземцев, П.Т. Гребенюк и др.) и т.д.

Испытательные полигоны создавались и при локомотивостроительных заводах. При этом ставились целью, естественно, в первую очередь, проведение обкаточных испытаний выпускаемых серийных локомотивов. Но одновременно на этих полигонах испытывались и опытные образцы и проводились научные исследования.

При Новочеркасском электровозостроительном заводе был создан замкнутый полигон овальной формы с прямыми участками и полуокружностями радиусом 1200 м, имеющий длину 8 км (рис. 1.15). Кольцо используется для различных исследований по проблемам электрической тяги.

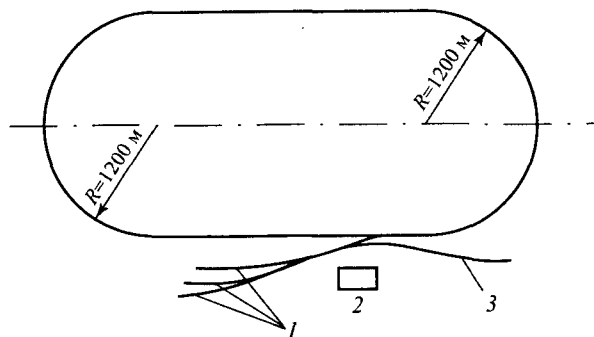


Рис. 1.15. Схема опытного полигона Новочеркасского электровозостроительного завода: 1 — пути отстоя и ремонта подвижного состава; 2 — пункт управления; 3 — съезд на пути МПС и завода

При Людиновском тепловозостроительном заводе было построено опытное кольцо радиусом около 1 км и длиной 6 км.

Всесоюзный научно-исследовательский тепловозный институт в Коломне (ВНИТИ) для проведения испытаний тепловозов использовал малодеятельную железнодорожную ветку Голутвин—Озёры общей длиной 42 км.

В 1967 г. в районе участка Белореченская—Майкоп Северо-Кавказской железной дороги был построен опытный электрифицированный скоростной полигон протяженностью 25 км, который позволил проводить испытания подвижного состава со скоростью движения до 220 км/ч в прямых и кривых участках пути.

Скоростные испытания локомотивов проводились также и на участках Московской и Октябрьской железных дорог, характерных прямолинейностью пути и приспособленных для скоростного пассажирского движения.

Так, в мае 1994 г. на Октябрьской железной дороге проводились испытания опытного образца созданного Коломенским заводом мощного пассажирского тепловоза серии ТЭП80. При испытаниях одиночного локомотива была достигнута величина скорости движения 265 км/ч, близкая к мировому рекорду скорости для тепловозной тяги и рекордная вообще для железных дорог России.

На базе Экспериментального кольца ВНИИЖТа на станции Щербинка неоднократно (в 1971, 1977, 1986 и 1989 гг.) проводились круп-

ные международные выставки подвижного состава и другой техники железнодорожного транспорта, для чего там были построены специальные выставочные павильоны.

Работы московских вузов по совершенствованию паровозов. В Московском Высшем техническом училище им. Н.Э. Баумана (МВТУ) во второй половине 1940-х годов для учебных целей на кафедре «Паровозостроение» была создана катковая испытательная станция с паровозом типа 0-4-0, единственная в стране в то время.

Катковая станция стала отличной лабораторной базой, достоинства которой как учебного объекта трудно было переоценить. На реальном локомотиве проводились лабораторные работы, студенты определяли паспортные характеристики котла паровоза и паровой машины при различных скоростных и нагрузочных режимах его работы. Кроме этого в 1950—1955 гг. на катковой станции научные работники МВТУ (под руководством профессоров И.Ф. Суровцева и В.А. Гавриленко) проводили исследования рабочих процессов паровоза.

В это же время в лаборатории кафедры «Паровозы» Московского электромеханического института инженеров железнодорожного транспорта (МЭМИИТа), которой руководил академик С.П. Сыромятников (ныне это кафедра «Локомотивы и локомотивное хозяйство» МИИТа), действовал натурный котел паровоза серии ФД, на котором помимо учебных занятий проводились научные исследования тепловых процессов котла, необходимые для проведения работ по созданию паровоза повышенной эффективности.

Научные исследования и обобщение результатов испытаний. Ученые железнодорожного транспорта работали над научным обобщением получаемых в результате многочисленных испытаний экспериментальных данных.

Например, ряд вопросов, связанных с изучением физико-технических возможностей реализации силы тяги (А.Н. Долганов) и повышением эффективности использования топливно-энергетических ресурсов на тягу поездов (А.С. Нестрахов), нашел свое отражение и обобщение в коллективной монографии ВНИИЖТа «Развитие локомотивной тяги», которая вышла двумя изданиями в 1982 и 1988 гг.

По результатам исследований и испытаний локомотивов уточнялись и дополнялись «Правила тяговых расчетов для поездной рабо-

ты» (ПТР — издания 1951, 1956, 1961, 1969 гг.). Последняя редакция ПТР была подготовлена ВНИИЖТом и утверждена МПС в 1980 г., но вышла из печати лишь в 1985 г.

Учебники по тяге поездов. В МИИТе с 1925 г. был введен учебный курс «Тяговые расчеты», который вел профессор Д.А. Штанге.

Создателями классического вузовского учебника «Тяга поездов» были видные ученые, опытные специалисты железнодорожного транспорта: профессор, заведующий кафедрой «Тяга поездов и локомотивное хозяйство» МЭМИИТа А.М. Бабичков (1893—1965) и профессор В.Ф. Егорченко (1892—1952), работавший во ВНИИЖТе и участвовавший еще ранее в работе «Конторы опытов». Первое издание книги вышло в 1938 г. В дальнейшем она неоднократно дополнялась и переиздавалась (в 1947, 1955, 1962 гг.).

Последнее издание учебника для вузов вышло в 1971 г. под названием «Тяга поездов и тяговые расчеты» уже без непосредственного участия его первоначальных авторов.

Основоположники науки о локомотивной тяге поездов. Таким образом, теория локомотивной тяги поездов как наука сложилась в результате обобщения практических методов тяговых расчетов, подведения под них экспериментальной и теоретической базы.

Основоположниками этой науки в России, как это следует из вышесказанного, можно считать профессора Н.П. Петрова, заложившего ее теоретические основы; инженера А.П. Бородина, обосновавшего необходимость экспериментального изучения свойств и характеристик локомотивов, и профессора Ю.В. Ломоносова.

Роль профессора Ю.В. Ломоносова, фактически завершившего формирование основ науки о локомотивной тяге поездов, следует отметить особо. Научные труды Ю.В. Ломоносова, в частности в области тяги поездов, к сожалению, по далеким от науки и техники причинам в течение длительного времени в СССР (практически начиная с 1926 г. и до 1980-х годов включительно) были мало известны даже специалистам. Точнее, даже не сами его труды, результаты которых использовались все это время в практике работы отечественного железнодорожного транспорта, так как были включены в нормативные документы НКПС и МПС СССР, а именно авторство Ю.В. Ломоносова в достижении этих результатов. Во многих научных трудах и учеб-

никах по тяге поездов, опубликованных в СССР за те годы, имя Ю.В. Ломоносова нельзя было встретить.

И в связи с этим здесь лучше всего сослаться на его современников. Так, профессор Киевского института инженеров железнодорожного транспорта П.М. Супруненко в своем учебнике по тяге поездов написал в 1926 г.: «Глубокою теоретическою основою тяговых расчетов являются известные у нас и за границей труды проф. Ломоносова, наилучшим образом отраженные в «Опытах над паровозами» различных серий. Если в отношении развития некоторых отдельных отраслей и методов этих расчетов мы обязаны Петрову, Деду¹, Чечотту², Липеду, Лебедеву, Дубелиру³ и др., то проф. Ломоносову обязаны также систематизацией этих работ и объединением их в отдельную область науки».

То же самое по существу, но только другими словами, говорилось в предисловиях к издававшимся еще ранее, в 1915—1916 гг., паспортным книжкам паровозов, например, серий С, О^В и других: «Приемы, с помощью которых получены все приводимые данные, изложены в книге проф. Ломоносова «Цель опытов и их метод» (СПб, 1914 г.), способы применения их к тяговым расчетам в его книге «Тяговые расчеты» (Одесса, 1915 г.) и к экономическим задачам в его книге «Научные проблемы эксплуатации железных дорог» (Одесса, 1914 г.)».

Так современники признавали и реально оценивали вклад профессора Ю.В. Ломоносова в создание основ системы тяговых расчетов на железных дорогах России.

Создание и развитие единой системы тяговых расчетов на железных дорогах СССР и России способствовало и способствует сейчас использованию научно обоснованных возможностей повышения эффективности локомотивов на железных дорогах страны, сначала паровозов, а затем и «новых» локомотивов — тепловозов и электровозов.

¹ Деду (*Desdouts*) — французский специалист, предложивший один из графических методов расчета скорости движения поезда.

² Чечотт А. О. — профессор Киевского политехнического, затем Петербургского института инженеров путей сообщения, специалист по тяге поездов.

³ Дубелир Г. Д. — в разное время профессор Киевского политехнического, Ленинградского института инженеров путей сообщения и Московского автодорожного института, специалист по проектированию дорог.

Глава 2

СИЛА ТЯГИ И ТЯГОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОКОМОТИВОВ

2.1. Образование движущей силы в колесном транспорте

Движение тела, как известно, могут вызвать лишь действующие на него внешние силы. Единственные внешние силы, которые действуют на транспортное средство, если к нему не приложена движущая сила непосредственно, как было отмечено выше, — это силы внешнего трения.

В наземном колесном транспорте движущая сила возникает (можно сказать, создается, образуется или реализуется) при взаимодействии колеса, к которому приложен вращающий момент, с дорогой (на железнодорожном транспорте — с рельсом), благодаря наличию трения между ними.

Рассмотрим в упрощенном виде одиночное колесо, катящееся равномерно с поступательной скоростью v по твердой горизонтальной поверхности под действием вращающего момента M , приложенного от энергетической установки транспортного средства (рис. 2.1). Будем предполагать, что колесо и дорога абсолютно жесткие и не деформируются при взаимодействии, а колесо не имеет собственной массы.

На колесо действует вертикальная сила $\Pi = m_0 g$, представляющая собой часть силы тяжести (веса) транспортного средства, приходящуюся на точку опоры колеса A , где m_0 — соответствующая величина части массы транспортного средства. Со стороны поверхности пути на колесо в точке A действует вертикальная реакция пути N , которая (при статическом равновесии) по третьему закону Ньютона равна по величине силе Π . Следовательно, равнодействующая сил, действующих на колесо по вертикали, равна нулю и перемещения колеса в вертикальном направлении исключены — колесо силой Π прижато к дороге, с

которой оно имеет непрерывный контакт в точке A .

Действие момента M , приложенного к колесу, можно представить в виде пары сил (F_1, F_1 — на рис. 2.1) с плечом R , равным радиусу колеса. Величина каждой из сил зависит от величины вращающего момента: $F_1 = M/R$.

Одна из этих сил действует в точке A — от колеса на дорогу, вдоль ее поверхности, упираясь в нее и стремясь сместить точку A колеса относительно соответствующей ей точки поверхности.

Этому сдвигу, в определенных пределах, препятствует наличие трения между колесом и дорогой.

Реакция F_k дороги на колесо в той же точке A — по закону действия и противодействия — численно равна силе F_1 и направлена противоположно ей — в сторону предполагаемого качения колеса (на рис. 2.1 — вправо). Равенство сил $F_k = F_1$ свидетельствует об отсутствии проскальзывания колеса относительно дороги, и точка A является для колеса мгновенным центром вращения.

Вторая сила (из пары) F_1 приложена в точке O к оси колеса и действует от нее через подшипники на конструкцию транспортного средства так же горизонтально и в направлении его движения. Очевидно, эта сила и может быть движущей силой для транспортного средства. Но, строго говоря, она является внешней только для той части массы транспортного средства, которая движется поступательно (то есть, за исключением колеса, масса которого находится в сложном движении: поступательном и вращательном).

Поэтому движущей силой — силой тяги — транспортного средства следует считать силу реакции пути — F_k , которая, без сомнения, является внешней уже по отношению ко всему транспортному средству. В нашем случае, силы F_k и F_1 не отличаются по величине, поскольку принято допущение, что колесо не имеет массы. К оценке этого допущения мы вернемся позже, а первоначально рассмотрим силу F_k .

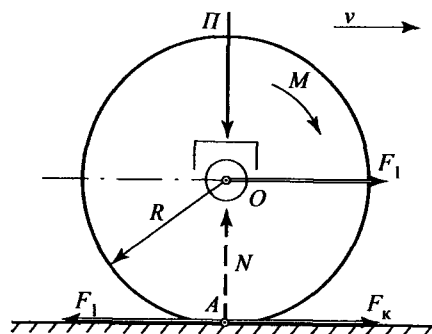


Рис. 2.1. Схема сил, действующих на ведущее колесо локомотива при движении в режиме тяги

Сила F_k является внешней по отношению ко всему транспортному средству, что позволяет ей и вызывать его движение. Она создается под действием момента, приложенного от источника энергии, для автономного транспортного средства — от его энергетической установки, и зависит от величины этого момента. Иными словами, эта сила управляемая, так как водитель транспортного средства может управлять режимом работы энергетической установки и, стало быть, величиной движущей силы, что и позволяет ему, меняя величину силы, управлять процессом движения.

Важно отметить, что движущая сила в колесном транспорте создается именно при взаимодействии колеса и дороги. Очевидно, что, если приподнять транспортное средство, оторвать его от дороги, например, на домкратах, колесо под действием приложенного к нему момента будет вращаться, но движущей силы для поступательного движения не будет. Именно эту цель и преследовал А.П. Бородин, создавая свой стенд для испытаний паровоза в стационарных условиях, о котором шла речь выше (см. рис. 1.12).

Подобная же ситуация снижения или полного отсутствия движущей силы может возникать и при потере трения между колесом и дорогой.

Таким образом, в колесном наземном транспорте колесо может служить «движителем», то есть органом, создающим движущую силу.

Колесо, одно из величайших изобретений человечества, было создано как средство борьбы с трением скольжения в транспортном движении. С появлением механических транспортных машин колесного транспорта (паровоза, автомобиля) их ведущие колеса стали не только средством снижения сопротивления движению, какими они продолжают оставаться у повозок, вагонов и т.п., но и средством создания движущей силы на транспорте.

На железнодорожном транспорте движущую силу, реализуемую в точках касания колес с рельсами, обычно называют *касательной* силой тяги F_k . На это и указывает индекс «к» при обозначении силы. Вся система тяговых расчетов, принятая на отечественных железных дорогах, изначально ориентируется на проведение расчетов с горизонтальными силами, отнесенными именно к точке касания колес с рельсами.

Это требование зафиксировано во всех изданиях «Правил тяговых расчетов для поездной работы» (ПТР) [10]. В них, в частности,

прямо указано (см. п. 1.1.5 ПТР издания 1985 г.): «Тяговые расчеты выполнять по силе тяги на ободах движущих колес (по касательной силе тяги F_k)».

Поэтому и другие горизонтальные силы (например, силы сопротивления движению) приводят также к зоне контакта ведущих колес локомотива с рельсами, на что указывает индекс «к» при обозначении величины полного сопротивления движению поезда — W_k .

При рассмотрении простейшей схемы образования силы тяги необходимо принять во внимание еще некоторые детали. Отметим их вкратце.

Ясно, что рассмотренная нами схема (см. рис. 2.1) условна.

Транспортное средство с одним колесом вообще трудно себе представить, так как оно не обладает ни поперечной устойчивостью, необходимой для надежного размещения груза, ни продольной — оно не может воспринимать реактивный вращающий момент, который на него действует от колеса. Поэтому, например, одноколесный велосипед можно увидеть только в цирке, и балансирование на нем требует от артиста большой ловкости.

Транспортные средства с одним ведущим колесом, не требующие размещения груза и поперечная устойчивость которых обеспечивается опять-таки искусством водителя (двухколесные велосипеды и мотоциклы), имеют еще одно дополнительное, поддерживающее колесо. Оно дает возможность за счет части веса всего транспортного средства обеспечить восприятие реактивного момента M_p , действующего (при приложении момента M к колесу) на раму транспортного средства и стремящегося повернуть раму относительно оси ведущего колеса в сторону, противоположную его вращению. Этим и обеспечивается устойчивость транспортного средства в продольном направлении.

Наземные колесные транспортные средства, предназначенные для перевозки грузов, должны иметь устойчивую площадку для их размещения. Устойчивость положения плоскости, как известно, можно зафиксировать тремя точками опоры. Поэтому такие транспортные средства должны быть, как минимум, трехколесными. И такие, скажем, мотороллеры или велосипеды (или мотоциклы с прицепленной сбоку коляской), предназначенные для местной перевозки небольших грузов, иногда встречаются.

Однако это неудобно. Поэтому наземные колесные транспортные средства, как минимум, четырехколесные. А движущая сила у них создается не одним колесом, а двумя, находящимися, как правило, на одной оси.

Рассмотренная нами схема создания силы тяги остается действительной и в этом случае, если представить, что на ней в виде колеса изображены (совмещены) два колеса, находящиеся на одной и той же оси. Если к каждому из колес приложена половина вращающего момента M , в точках касания колес с дорогой будет создаваться сила тяги, по величине равная половине силы F_k . Таким образом суммарное действие двух колес ведущей оси будет эквивалентно показанному на схеме рис. 2.1 для одного колеса.

Все сказанное выше полностью относится к рельсовому железнодорожному транспорту, тем более, что он имеет два рельса, а колеса одной оси подвижного состава жестко объединены этой осью в колесную пару. Поэтому при движении по рельсам транспортные средства должны быть не менее чем четырехколесными, а чтобы выполнять функции локомотива, транспортное средство должно иметь, как минимум, одну ведущую колесную пару, или, как говорят иногда, одну ведущую ось. Именно такое устройство и имели паровоз М.Е. и Е.А. Черепановых (осевая формула 1-1-0) и наиболее известный из паровозов Джорджа и Роберта Стефенсонов — «Ракета» (осевая формула 0-1-1).

В наше время одну ведущую ось имеет большинство обычных автомобилей.

Термин «ось» в транспортной технике употребляется в двух значениях. Буквально в конструкции подвижного состава «ось» — это одна из деталей колесной пары, объединяющая два колеса в одно целое. Колесные пары передают вес единицы подвижного состава на рельсы.

Однако, часто это слово используется в более общем, переносном смысле. Под «осью» подразумевается колесная пара как единичная точка опоры подвижного состава на рельсы. Именно в этом смысле в железнодорожной практике используются, в том числе и в данной книге, выражения типа: «восьмиосный локомотив», «четырёхосный вагон», «поезд во столько-то осей», «нагрузка от оси на рельсы» и т.п.

Подведем итоги.

Силой тяги транспортного средства в наземном колесном транспорте является управляемая внешняя сила, создаваемая энергетической установкой транспортного средства при взаимодействии ведущих колес с дорогой.

Если перейти к железнодорожному рельсовому транспорту — силой тяги локомотива называется сумма управляемых внешних сил, создаваемых энергетической установкой локомотива при взаимодействии ведущих колес с рельсами, отнесенная к точкам касания ведущих колес с рельсами.

2.2. Сцепление ведущих колес локомотива с рельсами. Основной закон локомотивной тяги

Величина момента M , который может быть приложен к ведущему колесу (ведущей оси) локомотива меняется в зависимости от изменений режима движения и режима работы энергетической установки локомотива.

Но в любом случае сила трения покоя (при отсутствии скольжения), которая является силой реакции на действующий момент, не может превосходить какого-то предельного значения, зависящего от условий трения (сцепления):

$$F_k \leq F_{\text{макс}} \quad (2.1)$$

Это условие называют основным (или первым) законом локомотивной тяги.

Чтобы увеличить силу тяги (см. рис. 2.1), нужно увеличить величину вращающего момента, чтобы уменьшить — соответственно снизить его величину. Практически наиболее важной и чаще встречающейся потребностью в эксплуатации бывает необходимость увеличения силы тяги локомотива на отдельных этапах его движения с поездом (в моменты трогания поезда с места, его разгона, при движении на крутых подъемах и т.п.). Однако безграничное увеличение вращающего момента, приложенного к ведущей оси, невозможно.

Дело в том, что, как было показано выше, сила тяги возникает как реакция на вращающий момент при условии отсутствия скольжения в точке A , то есть при наличии между колесом и рельсом необходимой для этого величины силы трения.

Сила трения скольжения, как известно из физики и было показано выше на примере (см. рис. 1.4), по закону Кулона–Амонтона прямо пропорциональна величине силы, прижимающей трущиеся поверхности друг к другу; в нашем случае это нагрузка от колеса на рельс P . Следовательно, $F = P\mu$. Известно также, что величины силы трения при отсутствии проскальзывания (так называемая сила трения покоя) и соответствующего ей коэффициента трения покоя μ_0 больше, чем соответственно величины силы и коэффициента трения при начавшемся скольжении.

Стало быть, максимальная величина силы трения между колесом и рельсом при отсутствии скольжения равна $F_{\text{макс}} = P\mu_0$. И, следовательно, наибольшее возможное значение силы тяги, как уже было отмечено выше, не может быть больше максимальной величины силы трения между колесом и рельсом, то есть $F_k \leq F_{\text{макс}}$.

Реальный процесс взаимодействия колеса, создающего силу тяги, и рельса более сложен, так как поверхности колеса и рельса не плоские, а криволинейные. Поэтому в контакте колеса и рельса имеют место

трение и скольжение и в поперечном направлении (о чем речь пойдет ниже).

И хотя все основано именно на трении, процесс реального взаимодействия ведущего колеса и рельса на железнодорожном транспорте называют сцеплением и величину максимальной силы тяги называют силой тяги по условиям сцепления ведущих колес с рельсами (или просто — «по сцеплению»), а само выражение неравенства — ограничением силы тяги по сцеплению.

$F_{\text{макс}} = P\psi$, где ψ — коэффициент сцепления.

Это ограничение обычно записывают так:

$$F_{\text{к макс}} \leq P\psi.$$

Это величина максимально возможной силы тяги одного колеса.

Если посчитать, что значения коэффициентов сцепления всех колес локомотива одинаковы, то для локомотива в целом можно написать

$$F_{\text{к макс}} \leq \Sigma P\psi = P\psi,$$

где $P = \Sigma P$ — так называемый «сцепной» вес локомотива (сумма нагрузок на рельсы от всех его ведущих колес).

С учетом принятых выше единиц измерения горизонтальных и вертикальных сил, действующих на поезд:

$$F_{\text{к макс}} \leq 1000 \Sigma P\psi = 1000 P\psi, \quad (2.2)$$

где величины вертикальных нагрузок ΣP и P — в килоньютонах, кН, а результат — сила тяги $F_{\text{к макс}}$ — в ньютонах, Н.

Ограничение величины горизонтальных сил в точках касания колес и рельсов по условиям сцепления имеет значение не только для силы тяги, но и для создания тормозных сил. Роль этого ограничения будет показана далее, в главе 4.

Неравенство $F_{\text{к макс}} \leq 1000 P\psi$ и является конкретным выражением основного закона локомотивной тяги. Важно обратить внимание на то, что и при формулировке закона, и в этом его конкретном выражении отсутствуют указания на тип локомотива и мощность его энергетической установки. Этот закон одинаково ограничивает наибольшую возможную величину силы тяги автономных и неавтономных локомотивов по условию сцепления ведущих колес и рельсов независимо от типа и мощности самого локомотива.

2.3. Физическая природа сцепления ведущих колес локомотива с рельсами

Процесс взаимодействия ведущего колеса и рельса при создании силы тяги очень сложен и его протекание зависит от множества переменных факторов. Взаимодействие зависит от величин нагрузок, передаваемых на рельс колесом: вертикальной силы нажатия и вращающего момента, а также от скорости движения, упругих свойств материалов колеса и рельса, состояния и износа их рабочих поверхностей и ряда других, в том числе и случайных, условий и обстоятельств.

Изучением физических основ сцепления колес с рельсами в течение длительного времени, особенно во второй половине XX столетия занимались многие отечественные и зарубежные ученые и специалисты (только в недавние годы в нашей стране опубликовали свои труды по исследованию вопросов сцепления профессора, доктора технических наук И.П. Исаев, А.Л. Лисицын, А.Л. Голубенко, Ю.М. Лужнов, кандидат технических наук А.Н. Долганов и другие специалисты), и тем не менее нельзя сказать, что абсолютная истина в познании этого процесса была достигнута. Существуют различные теоретические гипотезы физического взаимодействия колеса и рельса, которые не могут быть в полной мере экспериментально проверены.

Как уже неоднократно подчеркивалось выше, основным физическим фактором, обеспечивающим возможность поступательного движения ведущего колеса любого колесного транспортного средства, является трение между колесом и дорогой. Трение с точки зрения физики складывается из целого комплекса различных физико-механических процессов, протекающих в поверхностных слоях контактирующих тел.

Различают два основных вида взаимодействия при трении: механическое и молекулярное. Механическое взаимодействие характеризуется взаимным проникновением контактирующих точек вследствие деформации тел при высоких удельных давлениях. Молекулярное взаимодействие связано с взаимным притяжением контактирующих твердых тел, вызываемым неуравновешенным состоянием атомов на их поверхностях. Количественные соотношения между двумя факторами контактного взаимодействия, с одной стороны, ни теоретически, ни экспериментально не определены, но, очевидно, с другой стороны, они могут зависеть от условий и особенностей контакта.

Такой двойственный молекулярно-механический принцип обычно и принимают в качестве «обобщенной» теории трения.

Сложность проблемы контакта колеса и рельса вообще, а при создании силы тяги особенно, делает необходимым рассмотреть ее в упрощенно-популярном, доступном для первоначального понимания, представлении, которое, однако, точно соответствует реальным физическим процессам.

При рассмотрении физической природы сцепления будем придерживаться, в основном, позиций популярных объяснений профессоров А.М. Бабицкого (МЭМИИТ) и И.П. Исаева (МИИТ), принятых в их фундаментальных учебниках, ставших уже классическими.

Рабочие поверхности колеса подвижного состава и железнодорожного рельса (рис. 2.2) в зоне контакта между ними являются цилиндрическими, так как средняя часть стандартного профиля головки отечественных рельсов очерчена по радиусу ($r = 300$ мм), а коническую поверхность катания колеса, радиус круга катания R которого для стандартных колес локомотивов имеет величину $R = 525$ мм, если диаметр колес 1050 мм, или $R = 625$ мм (при диаметре — 1250 мм), в зоне контакта с рельсом можно посчитать так же за цилиндрическую, так как образующие конусной поверхности бандажа при качении перпендикулярны вертикальной оси рельса из-за установки его подошвы с уклоном 1:20 (подуклонки). Контакт двух прижатых друг к другу цилиндров с перпендикулярными осями (z и y) осуществляется в точке, если цилиндры абсолютно жесткие, то есть недеформируемые.

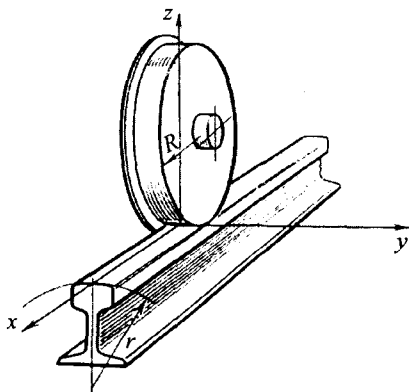


Рис. 2.2. Качение колеса по рельсу

Из этого исходили выше в п. 2.1 при рассмотрении процесса создания силы тяги.

В действительности же при контакте под нагрузкой оба тела — колесо и рельс — деформируются. В курсе сопротивления материалов задачи определения деформаций и напряжений при таких взаимодействиях называются контактными. В основе их решения лежит уравнение известного ученого Г. Герца, по-

лученное им для распределения давлений и напряжений на поверхности гладких упругих тел при их статическом сжатии.

Процесс взаимодействия ведущего колеса и рельса и создания силы сцепления между ними можно представить схематически следующим образом.

В статическом состоянии, ввиду того, что и колесо и рельс не являются абсолютно жесткими и вследствие их деформации под действием вертикальной нагрузки вместо точки контакта A , подразумевавшейся на рис. 2.1 при абсолютно жестких колесе и рельсе, образуется контактная площадка (рис. 2.3). Механические свойства материала (стали) контактирующих тел (колеса и рельса) приблизительно одинаковы, но вследствие различия радиусов контактирующих цилиндров контактная площадка двух цилиндров теоретически имеет форму не круга, а эллипса.

В зоне этой площадки вследствие упругих деформаций колеса и рельса имеют место вертикальные напряжения сжатия в колесе и горизонтальные напряжения растяжения на поверхности рельса, распределение которых может быть проанализировано на основе уравнения Герца. По границам (по контуру) площадки напряжения сжатия равны нулю, то есть отсутствуют. Примерные формы эпюр нормальных давлений p и напряжений сжатия σ в контактной площадке колеса и рельса при статическом нагружении имеют вид параболических

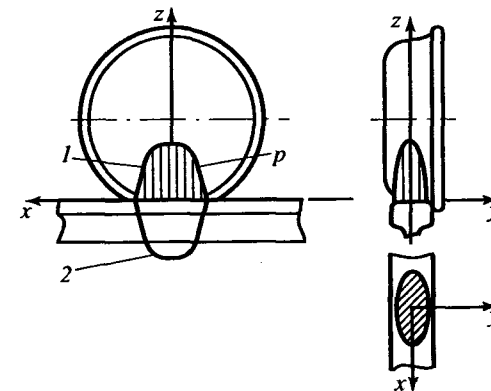


Рис. 2.3. Схема контакта и упругих деформаций колеса и рельса при статическом нагружении: 1 — эпюра нормальных давлений p в колесе; 2 — то же в рельсе

кривых. Они показаны на рис. 2.3: линия 1 показывает распределение нормальных давлений и напряжений сжатия на поверхности колеса, линия 2 — на поверхности рельса.

Величина контактной площадки между колесом локомотива и рельсом имеет порядок (по площади) 300—400 мм². Именно через такие небольшие по величине площади передаются на рельсы нагрузки от колес подвижного состава, которые на отечественных железных дорогах могут достигать значений $P = 125$ кН. При этом средние по площади величины напряжений сжатия в колесе и рельсе составляют 300—400 МПа, что превышает величину предела упругости стали.

Наибольшая величина нормального напряжения сжатия $\sigma_{\text{макс А}}$, естественно, имеет место в центре контактной площадки, где величина вертикальных деформаций колеса и рельса наибольшая. Теоретически она в полтора раза выше среднего напряжения по площадке. И, следовательно, даже при статическом контакте колеса и рельса в их материалах возникают не только упругие, но и пластические остаточные деформации, которые приводят к их постепенному износу.

В момент начала движения (при трогании локомотива с места) после приложения к колесу вращающего момента по площади контактной площадки под действием силы тяги возникают тангенциальные упругие деформации и соответствующие им напряжения сдвига τ (рис. 2.4).

Причем эти напряжения возникают не на всей площади эллипса, так как передняя его часть (по ходу движения) связана с упругой деформацией волокон колеса и рельса, где трение практически отсутствует ($\mu = 0$ и $\tau = 0$). При этом волокна металла в передней по движению части колеса перед контактной площадкой (зона I) сжимаются от упора в рельс и вступают в пределы контактной площадки в состоянии упругого сжатия.

То же в этой зоне площадки происходит и с волокнами металла на поверхности рельса

Далее, в начале зоны II (справа на рис. 2.4), величины коэффициента трения μ и соответственно касательных напряжений τ , зависящих от деформаций, линейно растут пропорционально возрастающему смещению. К концу зоны II (слева) коэффициент трения достигает своего наибольшего значения. Далее, в пределах зоны III, он остается неизменным по величине ($\mu = \text{const}$). Величина же касательных напряжений τ к границе площадки снижается вследствие уменьшения вели-

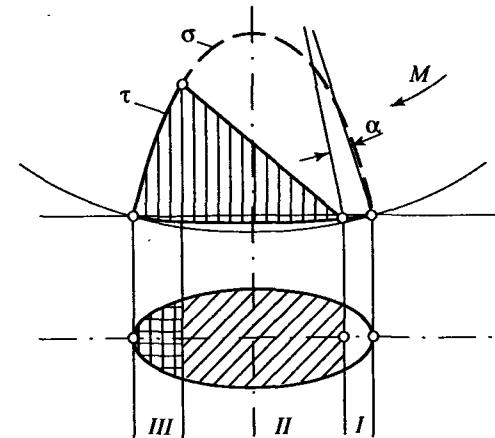


Рис. 2.4. Распределение касательных напряжений в контактной площадке упруго деформированных колеса и рельса при реализации силы тяги под действием вращающего момента M : α — угол упругой деформации колеса; σ — эпюра нормальных напряжений в колесе (штриховая линия); τ — эпюра касательных напряжений (сплошная линия)

ны нормальных напряжений σ (по эпюре), так как $\tau = \sigma \mu$. Необходимо иметь в виду, что при действии на колесо вращающего момента симметричность распределения напряжений сжатия σ в пределах контактного эллипса искажается. Центр нагрузки несколько смещается в сторону точки упора колеса в рельс, то есть вперед по качению колеса (вправо на рис. 2.4).

Таким образом, вся контактная площадка между колесом и рельсом в целом как бы делится на две различные части: I — зона чистого качения, в которой практически не действуют силы трения, II и III — зоны сцепления, где взаимодействие колеса и рельса определяется трением.

Волокна поверхности рельса в пределах контактной площадки еще более растягиваются под действием касательной силы от колеса.

В процессе перекачивания колеса перемещается с ним и контактная площадка. При этом сжатые в передней части площадки волокна колеса начинают восстанавливать свою форму, то есть вследствие упругости материала постепенно разжимаются. Одновременно растянутые волокна на поверхности рельса вследствие своей упругости также

стремятся восстановить форму, то есть вернуть свое прежнее нерастянутое состояние.

Очевидно, что при этом в пределах контактной площадки неизбежно происходит относительно смещение (упругое проскальзывание) растягивающихся (ранее сжатых) волокон колеса и сжимающихся (прежде растянутых) волокон материала рельса.

Таким образом, в передней части контактной площадки благодаря упругости деформаций имеет место качение колеса без относительно смещения поверхностей колеса и рельса. А в задней по ходу движения части контактной площадки происходит упругое смещение (проскальзывание) поверхностных волокон колеса и рельса относительно друг друга с какой-то скоростью $v_{ск}$.

В этой стадии приложенная к колесу сила, вызванная моментом, уравновешивается силой трения $F_{сц}$, которая по величине находится в пределах от нуля до предельной величины силы трения (сцепления) при отсутствии скольжения — силы трения покоя $F_{сц макс} = P\mu_0$, где μ_0 — коэффициент трения покоя.

При дальнейшем увеличении момента и действующей от колеса на рельс силы величина деформаций (растяжения и сжатия) волокон на поверхности колеса и рельса увеличивается и упругое их смещение переходит в относительное проскальзывание, при котором величина силы трения (при движении) уменьшается по сравнению с силой трения покоя и уменьшается сила сцепления между колесом и рельсом. Сцепление колеса и рельса нарушается, оно сопровождается относительным проскальзыванием колеса.

Чем больше скорость движения, тем быстрее сменяются точки поверхности колеса, попадающие в область контактной площадки, тем быстрее протекают процессы упругих деформаций волокон поверхности катания колеса, что связано с увеличением скорости относительного скольжения $v_{ск}$ колеса по рельсу.

Таким образом, создание и реализация силы тяги на основе сцепления колеса и рельса всегда сопровождаются большим или меньшим относительным упругим проскальзыванием колес. Чем больше величина реализуемой силы тяги, тем больше величина относительного проскальзывания.

Именно это проскальзывание и является одной из причин износа поверхности катания ведущих колес и рабочей поверхности рельсов.

При увеличении скольжения может наступить потеря сцепления — буксование.

Действительный характер протекания процессов в зонах контакта ведущих колес локомотивов с рельсами значительно усложняется многими обстоятельствами.

Конусность профиля поверхности катания бандажей и наклонная установка рельсов несколько меняют величины и направления действующих в зоне контакта сил. Значительное влияние оказывают отклонения от начальной формы поперечных профилей колеса и рельса, возникающие вследствие их износа. Из-за проката бандажей форма, расположение и размеры контактной площадки меняются. По мере роста проката полуоси контактного эллипса становятся близкими друг к другу по величине, его форма приближается к прямоугольнику, и, более того, при существенном износе бандажей большая ось площадки может изменить ориентацию и стать направленной не вдоль, а поперек продольной оси рельса.

Существенное влияние на процесс взаимного контакта колес и рельсов оказывает наличие так называемой «третьей фазы» — посторонних веществ — между колесами и рельсами (пыль, грязь, листья и другие остатки растительности, следы смазочных материалов и атмосферные осадки и явления — дождь, снег, иней, лед), которые, играя роль своего рода смазки, могут заметно снижать величину коэффициента трения между ними.

Но это отличия количественные. Изучать и оценивать подробные детали и особенности этого процесса бывает необходимо лишь со специальными целями.

На данном этапе первоначального знакомства с теорией локомотивной тяги для понимания и изучения дальнейших вопросов этой теории и для выполнения тяговых расчетов вполне достаточно изложенного выше упрощенного качественного представления процесса сцепления колеса с рельсом.

Различные понятия о силе тяги и мощности локомотивов. Выше, в п. 2.1, было показано, что силу тяги локомотивов F_k на железнодорожном транспорте принято относить к точкам касания колес и рельсов. В связи с этим необходимо различать и понятия о мощности локомотивов.

В локомотивостроительной промышленности и на железнодорожном транспорте СССР за мощность тепловозов принимали номиналь-

ную величину эффективной мощности дизеля N_e секции тепловоза (или тепловоза в целом). Для электровозов за мощность локомотива принимают суммарную электрическую мощность, потребляемую тяговыми электродвигателями.

Очевидно, что действительная мощность локомотива, используемая для движения поезда и развиваемая на ведущих колесах локомотива, N_k в любом случае меньше указанных выше величин.

Для тепловозов $N_k = N_e (1 - \beta) \eta_{пер}$, где β — доля мощности дизеля, затрачиваемая на привод вспомогательного оборудования тепловоза; $\eta_{пер}$ — коэффициент полезного действия передачи тепловоза.

Величину мощности N_k , по аналогии с касательной силой тяги F_k , называют касательной мощностью локомотива.

Иногда выделяют так называемую полезную силу тяги локомотива $F_{п}$ — на сцепке (или на крюке, как называли раньше, до появления автосцепки) — то есть ту часть силы тяги F_k , которая затрачивается непосредственно на движение состава вагонов (за вычетом затраты силы на движение самого локомотива).

При равномерном движении $F_{п} = F_k - W'$, где W' — сила сопротивления движению локомотива.

В некоторых системах тяговых расчетов тяговые возможности локомотивов оцениваются именно по величине силы тяги на сцепке.

2.4. Коэффициент сцепления и методы его оценки

Как было показано выше, в п. 2.2, качество сцепления ведущего колеса с рельсом оценивается величиной коэффициента сцепления, который представляет собой отношение максимально возможной в данных условиях величины суммарной силы тяги $F_{k \max}$ на ободе колес (одной колесной пары или локомотива в целом), развиваемой без боксования, к вертикальной нагрузке на колеса, то есть, например, $\psi = F_{k \max} / (2P)$ — для одной ведущей оси (колесной пары) или $\psi = F_{k \max} / P$ — применительно к локомотиву в целом. Определенные таким образом значения коэффициента сцепления ψ называют *физическим коэффициентом сцепления*, реализованным в конкретных (частных) условиях.

Ввиду сказанного выше можно понять, что величина физического коэффициента сцепления в конкретных условиях — величина слу-

чайная, зависящая от многих факторов. Поэтому существует понятие *расчетного коэффициента сцепления* ψ_k , величина которого определяется на основе результатов многочисленных опытов в условиях реальной эксплуатации. Эти результаты обобщаются в виде эмпирических зависимостей (формул), которые могут в дальнейшем использоваться для тяговых расчетов.

Факторы, влияющие на физическое сцепление колес с рельсами. Многочисленные исследования процесса сцепления, выполненные как у нас в стране, так и за рубежом, выявили некоторые определенные закономерности в реализации величин коэффициентов сцепления.

1. Величина физического коэффициента сцепления зависит от степени относительного проскальзывания (или относительной скорости проскальзывания $v_{ск}/v$) колеса по рельсу в точке контакта.

Эту зависимость, в общем виде показанную на рис. 2.5, можно разделить на три характерных участка. В первой зоне *a* при малых значениях скорости упругого относительного проскальзывания $v_{ск}/v$ (примерно до 0,5—0,8 %) величина коэффициента сцепления растет пропорционально величине упругих деформаций. В зоне *б* (в диапазоне скоростей относительного скольжения от 0,5—0,8 до 1,5—2 %) эта пропорциональность нарушается, хотя величина коэффициента сцепления все же остается высокой: она еще растет до максимума при значении $(v_{ск}/v)_{кр}$ порядка 1—1,2 %, затем начинает снижаться. При дальнейшем росте относительного проскальзывания величина коэффициента сцепления снижается (зона *в* на рис. 2.5). Это может приводить к значительной потере сцепления — вплоть до интенсивного проскальзывания — боксования.

Отсюда следует, что для повышения тяговых возможностей локомотивов их конструкторам необходимо изыскивать способы контроля за скоростью относительного проскальзывания ко-

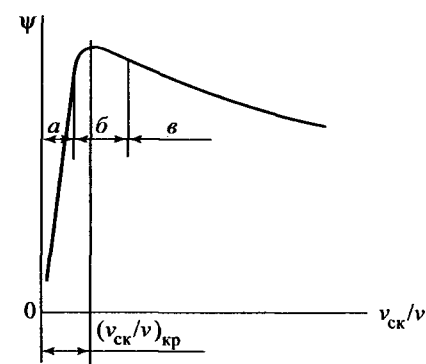


Рис. 2.5. Зависимость величины физического коэффициента сцепления ψ от скорости относительного проскальзывания колеса по рельсу ($v_{ск}/v$) 100 %

лес, чтобы поддерживать его величину в определенных пределах на оптимальном уровне — вблизи границ зон *a* и *b* на рис. 2.5.

Такие следящие системы контроля не только защищают локомотив от возможности боксования, но и позволяют гарантировать надежную реализацию расчетных величин его силы тяги.

2. Эта же тенденция снижения коэффициента сцепления наблюдается при увеличении скорости поступательного движения, когда продолжительность времени взаимного молекулярного контакта частиц колеса и рельса сокращается.

Первые два обстоятельства приводят к тому, что общий вид формул для определения расчетного коэффициента сцепления обычно имеет вид обратной пропорциональности его величины от скорости поступательного движения.

3. Величина коэффициента сцепления зависит от состояния поверхностей колеса и рельса, наличия окислов на этих поверхностях и «третьей фазы» между ними.

Например, известно, что после сильных дождей, хорошо очищающих поверхности рельсов, сцепление колес с рельсами улучшается. Наоборот, при незначительных осадках (небольшой дождь или снег, роса, иней) частицы пыли и растительных остатков, находящиеся на поверхности рельсов, увлажняясь, образуют пленку, тонкий слой грязи, что ухудшает сцепление колес с рельсами. В то же время, в частности, очевидно, что подача сухого кварцевого песка в зону контакта колес и рельсов существенно увеличивает величину коэффициента сцепления ψ .

Поэтому все современные отечественные локомотивы имеют так называемые песочные системы с бункерами для хранения запаса сухого песка и форсунками для распыливания его в зону контакта ведущих колес с рельсами. Локомотивные депо при любом виде тяги в составе своего экипировочного хозяйства имеют устройства для хранения и сушки кварцевого песка и подачи его на локомотивы.

4. Взаимодействие колеса и рельса и, следовательно, значение коэффициента сцепления зависят от степени износа (изменения геометрической формы) контактирующих поверхностей.

5. Устойчивость сцепления колес и рельсов зависит и от конструкции экипажа локомотива и типа его тягового привода. При групповом приводе, когда возможность боксования отдельных колесных пар ис-

ключается, величина коэффициента сцепления локомотива более стабильна. Можно отметить влияние некоторых конкретных элементов конструкции и эксплуатации:

а) так как величина суммарной силы тяги локомотива ограничена его лимитирующей (наиболее разгруженной при движении) колесной пары, фактический коэффициент сцепления локомотива $\psi_{\text{факт}}$ зависит от величины коэффициента использования его сцепного веса $\eta_{\text{сц}}$. Коэффициентом использования сцепного веса $\eta_{\text{сц}}$ называют отношение нагрузок от ведущих колесных пар локомотива на рельсы: величины нагрузки колесной пары, наиболее разгруженной при реализации силы тяги, $2P_{\text{мин}}$ к средней нагрузке всех ведущих колесных пар $2P$, то есть $\eta_{\text{сц}} = 2P_{\text{мин}}/2P$. Можно считать, что

$$\psi_{\text{факт}} = \psi_{\text{макс}} \eta_{\text{сц}};$$

б) увеличение диаметра колес локомотива несколько увеличивает размеры контактной площадки между колесом и рельсом, что увеличивает и коэффициент сцепления $\psi_{\text{факт}}$;

в) увеличение нагрузки на колесную пару и, как следствие, увеличение удельных давлений в зоне контакта в результате снижают величину коэффициента сцепления, так как пластические деформации в зоне контакта растут и играют роль своеобразной смазки, снижающей трение покоя;

г) при кратной тяге у второго локомотива может быть реализован более высокий коэффициент сцепления — сказывается эффект «зачистки» поверхности рельсов при прохождении их первым локомотивом.

Надо заметить, что факторы, отмеченные в пунктах б) и в), имеют лишь теоретическое значение, поскольку различия диаметров колес и осевых нагрузок у современных магистральных локомотивов относительно невелики, и поэтому влияние этих факторов (диаметра и нагрузки), если и проявляется на практике, то незначительно.

Таким образом, физический коэффициент сцепления зависит от трех групп факторов: от конструкции локомотива и состояния его колесных пар, от конструкции и состояния пути и от атмосферных условий.

Максимальные по величине значения коэффициента сцепления в конкретных условиях могут быть получены при сухих рельсах и при подаче песка.

Расчетный коэффициент сцепления. Величина коэффициента сцепления, принимаемая за расчетную, — расчетный коэффициент сцепления ψ_k — имеет очень важное значение для организации работы железных дорог. От правильного выбора этого значения зависят установление весовых норм поездов и эффективность использования тяговых возможностей локомотивов и надежность их эксплуатации. Поэтому, так как действительная величина физического коэффициента сцепления в конкретных условиях случайна, выбор ее расчетного значения связан, с одной стороны, с тем, что при завышенной величине расчетного коэффициента в реальных условиях сила сцепления может оказаться ниже расчетной. Это может привести к боксованию и износу колес и даже к остановке поезда. Заниженные значения расчетного коэффициента сцепления, в свою очередь, потребуют уменьшения весовых норм и приведут к снижению производительности локомотивов.

Очевидно, что значения расчетного коэффициента сцепления должны соответствовать каким-то наиболее распространенным условиям эксплуатации и состоянию локомотивов, чтобы вероятности возникновения обеих отмеченных выше ситуаций, которые, вообще говоря, неизбежны, были бы на практике по возможности меньше. Выбор таких значений должен основываться на технико-экономическом анализе.

Величина расчетного коэффициента сцепления ψ_k обычно соответствует влажным рельсам с использованием подачи песка в зону контакта.

Особое значение имеет оптимальный выбор расчетных значений коэффициента сцепления при электрической тяге. Так режимы движения грузовых электровозов на расчетных подъемах принимаются очень близко к ограничениям силы тяги по сцеплению. Для тепловозов эти ограничения имеют меньшее значение ввиду того, что сцепной вес, приходящийся на единицу мощности локомотива, у тепловозов с электрической передачей существенно выше, чем у электровозов, а величины силы тяги при движении на расчетных подъемах не достигают ограничений по сцеплению.

Формулы для определения величин расчетных коэффициентов сцепления для различных отечественных локомотивов установлены Правилами тяговых расчетов для поездной работы (ПТР) [10].

Первые опыты установления расчетных значений коэффициента относятся еще к началу XX века и, естественно, к паровой тяге.

Профессор Ю.В. Ломоносов еще в 1915 г. в своей книге «Тяговые расчеты» [1] привел следующую формулу для расчета коэффициента сцепления паровозов:

$$\psi = \frac{\varphi_0}{1 + \mu},$$

где φ_0 — зависит от состояния рельсов, а μ — от степени неравномерности силы тяги паровоза. Основываясь на результатах физических опытов, проведенных зарубежными специалистами еще в середине XIX века, Ю.В. Ломоносов показал широкие диапазоны изменения коэффициентов в этой формуле. Если при «совершенно сухих и абсолютно чистых рельсах» $\varphi_0 = 0,33$, то при морозе и иное $\varphi_0 = 0,17$, а при гололедице всего 0,10. Таким образом, еще в начале прошлого века было ясно, что значения сил сцепления могут различаться даже более, чем в три раза, так как значения величины $(1 + \mu)$ для различных типов паровозов отличаются друг от друга мало — на 15–20%.

Получаемые по предложенной Ю.В. Ломоносовым формуле результаты, конечно, не могли быть универсальными и годились лишь для определенных конкретных условий. При изменении состояния рельсов или атмосферных условий в то время приходилось в каждом случае оценивать тяговые возможности паровоза и обоснованность выбора веса состава. Малые размеры движения в то время еще позволяли поступать так. Но при росте интенсивности движения в послевоенное время требовался уже более универсальный и однозначный (хотя, естественно, и более условный, ориентировочный) подход к оценке тяговых способностей локомотивов.

В Правилах тяговых расчетов для поездной работы (в последнем издании 1985 г. [10] так же, как и в прежних послевоенных изданиях начиная с 1956 г.) для расчетного коэффициента сцепления при паровой тяге рекомендована универсальная (на все случаи жизни) простая формула:

$$\psi_k = \frac{30}{100 + v}, \quad (2.3)$$

где v — скорость движения в км/ч.

Из формулы (2.3) видно, что величина расчетного коэффициента сцепления с ростом скорости движения уменьшается, а максимальное значение расчетного коэффициента сцепления для поездных паровозов при трогании локомотива с места (при $v = 0$) принимается равным 0,30 (рис. 2.6, а).

Иными словами, ограничением силы тяги по сцеплению при паровой тяге («основной закон паровой тяги») считалось (и считается сейчас) простое выражение — «сила тяги паровоза не может быть больше 30% его сцепного веса».

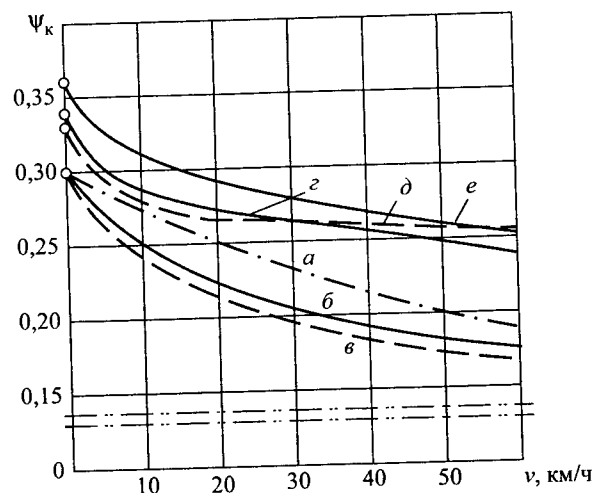


Рис. 2.6. Графики зависимости значений расчетных коэффициентов сцепления ψ_k отечественных локомотивов от скорости движения v — по Правилам тяговых расчетов для поездной работы (издания 1985 г.): a — для паровозов; b — для серийных тепловозов с электрической передачей (кроме ТЭ10 и 2ТЭ10Л); $в$ — для тепловозов серий ТЭ10 и 2ТЭ10Л; $г$ — для восьмиосных электровозов постоянного тока (ВЛ10, ВЛ11, ВЛ10^У) и двойного питания (ВЛ82 и ВЛ82^М); $д$ — для электровозов постоянного тока серий ВЛ22^М, ВЛ23 и ВЛ8; $е$ — для электровозов переменного тока

Для новых видов тяги, сначала электрической, а затем и для тепловозной, Правила тяговых расчетов для поездной работы издания 1985 г. (далее — ПТР) рекомендуют предложенные ВНИИЖТом более сложные эмпирические формулы типа

$$\psi = a + \frac{b}{c + dv},$$

где a , b и c — постоянные, значения которых на основе экспериментальных исследований дифференцированы для различных серий локомотивов.

Для тепловозов ПТР установили для определения значений расчетного коэффициента сцепления основных типов серийных грузовых тепловозов с электрической передачей (серии ТЭ2, ТЭ3, М62, 2М62, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М и 2ТЭ116) следующую формулу:

$$\psi_k = 0,118 + \frac{5}{27,5 + v}, \quad (2.4)$$

причем для тепловозов серий ТЭ10 и 2ТЭ10Л в ПТР приводится такая же по структуре формула, но с измененными значениями двух постоянных, а именно:

$$\psi_k = 0,118 + \frac{4}{22 + v}. \quad (2.5)$$

Причины, которые побудили составителей ПТР рекомендовать другую формулу, по сути дела, для одного и уже устаревшего к 1985 г. тепловоза серии 2ТЭ10Л, неочевидны и в ПТР не объясняются.

Обе эмпирические формулы (см. графики b и $в$ на рис. 2.6) имеют одну общую точку — дают одинаковую величину ($\psi_{k \text{ макс}} = 0,30$) для максимальных значений коэффициента сцепления (при трогании тепловоза с места). Вторая формула приводит к несколько меньшим значениям коэффициента сцепления при движении тепловоза со средними (например, для скорости 50 км/ч $\psi_k = 0,174$, тогда как по первой формуле $\psi_k = 0,183$) и высокими скоростями (при скорости 100 км/ч получаются соответственно значения $\psi_k = 0,157$ и $\psi_k = 0,151$). Эти различия не принципиальны и не имеют большого практического смысла, так как величины силы тяги, реализуемой этими тепловозами в указанном диапазоне скоростей, существенно ниже получаемых с этими значениями коэффициентов ограничений по сцеплению (см. ниже — п. 2.6).

Для электровозов Правила тяговых расчетов рекомендуют значительно большее разнообразие формул, полученных на основе обобщения результатов многочисленных экспериментальных исследований и анализа опыта работы этих локомотивов в эксплуатации с поездами установленного веса.

Для восьмиосных электровозов постоянного тока серий ВЛ10, ВЛ11, ВЛ10^У и электровозов двойного питания серий ВЛ82 и ВЛ82^М при работе на постоянном и переменном токе

$$\psi_k = 0,28 + \frac{3}{50 + 20v} - 0,0007v \quad (2.6)$$

(с максимальным значением $\psi_{k \text{ макс}} = 0,34$ — см. рис. 2.6, $г$).

Для более старых шести- и восьмиосных электровозов постоянного тока серий ВЛ22^М, ВЛ23 и ВЛ8

$$\psi_k = 0,25 + \frac{8}{100 + 20v}, \quad (2.7)$$

($\psi_{k \text{ макс}} = 0,33$ — см. рис. 2.6, д).

Заметим, что в предыдущих (до 1985 г.) изданиях ПТР эта формула рекомендовалась для всех магистральных тепловозов с электрической передачей.

Для электровозов переменного тока: шестиосных — серий ВЛ60, ВЛ60^Р, ВЛ60^{ПК} и восьмиосных — серии ВЛ80 с индексами «т», «к», «р» и «с» в ПТР приведена формула

$$\psi_k = 0,28 + \frac{4}{50 + 6v} - 0,0006v. \quad (2.8)$$

(По этой формуле $\psi_{k \text{ макс}} = 0,36$ — см. рис. 2.6, е.)

Следует еще раз подчеркнуть, что все эти нормативные формулы для значений расчетного коэффициента сцепления субъективны, они не являются физическими законами, хотя отражают установленные опытами практические закономерности. Субъективность подхода составителей ПТР проявляется в том, что при подборе постоянных в формулах они исходили из заранее принятых исходных «круглых» значений $\psi_{k \text{ макс}}$ (0,36; 0,34; 0,33 и 0,30), которые не могут быть подкреплены различиями физики процессов, но априори ранжируют типы локомотивов по эффективности их тяги.

Вообще же детерминированность значений, получаемых по приведенным формулам, условна. В действительности каждая реализация случайной величины сама по себе случайна. Величины функции случайных величин, какой является коэффициент сцепления, случайны. В силу этого они могут иметь нормальное распределение. Однако методы оценки вероятности тех или иных значений коэффициента сцепления еще не доведены до возможности практического применения. Поэтому и используются формулы, которые дают «условно средние значения».

«Правила тяговых расчетов для поездной работы» (ПТР) издания 1985 г. устанавливают, что при наличии кривых участков малого радиуса на крутых подъемах расчетные значения коэффициентов сцеп-

ления следует уменьшать пропорционально поправочному коэффициенту $K_{кр}$, зависящему от радиуса кривой R : $\psi_{kкр} = \psi_k K_{кр}$. Значения поправочного коэффициента определяют по формулам:

– для электрической тяги на кривых радиусом менее 500 м

$$K_{кр} = -\frac{250 + 1,55R}{500 + 1,1R};$$

– при тепловозной тяге — на кривых радиусом менее 800 м

$$K_{кр} = \frac{3,5R}{400 + 3R}.$$

Различия формул для поправочного коэффициента и величин предельных радиусов кривых в ПТР, к сожалению, не мотивированы.

Отметим, что применяемые на железных дорогах других стран нормативы максимальных величин расчетных коэффициентов сцепления так же довольно разнообразны. Например, на железных дорогах Франции величину $\psi_{k \text{ макс}}$ принимают равной 0,330 для электровозов переменного тока, 0,250 — для электровозов постоянного тока и 0,285 — для тепловозов и паровозов. В Японии для электровозов принимают $\psi_{k \text{ макс}} = 0,326$ при переменном токе и 0,265 — при постоянном. На железных дорогах ФРГ нормативными значениями $\psi_{k \text{ макс}}$ считаются величины 0,330 — при электрической тяге; 0,300 — при тепловозной и 0,200 — при паровозной тяге.

Разброс этих значений, принимаемых на железных дорогах стран, имеющих примерно одинаковую оснащенность и ширину рельсовой колеи, лишний раз указывает определенную субъективность и различные приоритеты в технико-экономическом обосновании приведенных нормативов.

Следует заметить также, что за рубежом значения расчетных коэффициентов, как правило, относятся к сухим рельсам и без применения песка.

2.5. Тяговая характеристика автономного локомотива и ее идеальная форма

Тяговая характеристика локомотива — это зависимость силы тяги локомотива от скорости движения $F=f(v)$ и режимов работы его энергетической установки, представленная графически.

Формально зависимости одной положительной величины — F от другой — v и, следовательно, их графики могут быть различными, линейными или нелинейными.

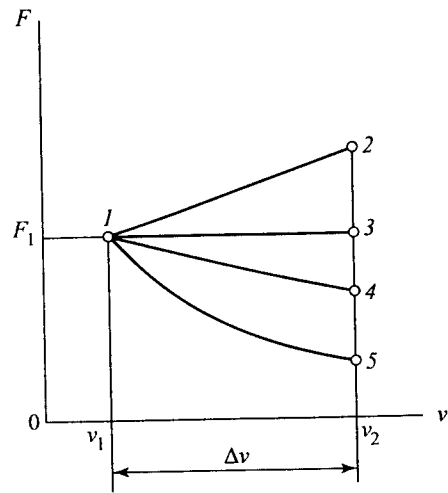


Рис. 2.7. Возможные варианты формы тяговых характеристик

Поэтому необходимо выяснить, какая форма зависимости наилучшим образом отвечает требованиям эффективного использования автономных локомотивов в эксплуатации.

Рассмотрим несколько простейших возможных вариантов формы участка тяговой характеристики (рис. 2.7): линейное постепенное возрастание силы тяги в диапазоне скоростей движения от v_1 до v_2 — по уравнению $F = F_1 + kv$ — отрезок 1-2; такое же линейное убывание силы тяги по уравнению $F = F_1 - kv$ — отрезок 1-3; и промежуточный вариант — постоянство силы тяги $F = F_1 = \text{const}$ в том же диапазоне скоростей (линия 1-4).

Чтобы оценить степень пригодности той или иной формы, обратим внимание на величину необходимой мощности локомотивов с такими характеристиками.

Мощность N вообще, как работу A в единицу времени t , то есть $N = A/t$, можно при равномерном движении представить как $N = FS/t = Fv$ — произведение силы на скорость.

Тогда, по первому варианту характеристики (линия 1-2 на рис. 2.7), если $k > 0$, мощность локомотива должна возрастать по мере увеличения скорости движения пропорционально квадрату ее приращения: $N = N_1 + k(v_2 - v_1)^2$, где $N_1 = F_1 v_1$ — мощность в исходной точке 1 (рис. 2.8, кривая 1-2).

По второму варианту ($k < 0$), если величина k невелика, то необходимая мощность может также даже несколько возрастать (за счет роста скорости) — кривая 1-3 на рис. 2.8. При относительно больших значениях коэффициента k требуемая мощность локомотива может и уменьшаться с ростом скорости движения — кривая 1-3'.

И, наконец, для обеспечения постоянной величины силы тяги в рассматриваемом диапазоне скоростей движения ($F_1 = \text{const}$) необходимая касательная мощность локомотива N должна возрастать прямо пропорционально скорости движения v , то есть: $N = F_1 v$ — прямая 1-4 на рис. 2.8.

Выше было показано, что мощность на колесах тепловоза (касательная), как и любого другого типа автономного локомотива (паровоза, газотурбовоза), прямо пропорциональна мощности его энергетической установки:

$$N_k = N_e(1 - \beta)\eta_{\text{пер}}$$

Величина номинальной (расчетной) мощности энергетической установки автономного локомотива ограничена ее свойствами. Тепловозные дизели не допускают перегрузки и, можно считать, что $N_{e \text{ макс}} = N_{e \text{ ном}} = \text{const}$. А раз наибольшая мощность источника энергии неизменна, то целесообразно к проектированию локомотива подходить так, чтобы эту величину мощности всегда (с соответствующими поправками) можно было бы реализовать на колесах. Иными словами, следует стремиться к тому, чтобы наибольшая возможная величина касательной мощности тепловоза так же могла быть использована при любой величине скорости движения, то есть чтобы соблюдалось аналогичное равенство $N_{k \text{ макс}} = N_{k \text{ ном}} = \text{const}$, что можно обеспечить при полном использовании мощности дизеля (считая, что произведение $(1 - \beta)\eta_{\text{пер}}$ мало зависит от скорости движения и может поэтому считаться неизменным) в рабочем диапазоне скоростей движения локомотива.

Тогда для автономного локомотива и для тепловоза, в частности, при выборе формы тяговой характеристики следует исходить из условия постоянства касательной мощности локомотива в рабочем диапа-

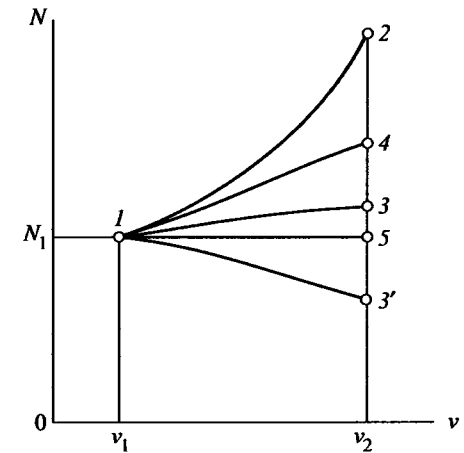


Рис. 2.8. Зависимости необходимой мощности локомотива от скорости движения при различных вариантах формы тяговой характеристики

зоне скоростей движения. Но, если принять условие $N_k = F_k v = \text{const}$, то для силы тяги получаем выражение $F_k = N_k / v = \text{const} / v$.

Условие $F_k v = \text{const}$ представляет собой уравнение гиперболы в координатах F_k и v . Таким образом, если тяговая характеристика тепловоза $F = f(v)$ будет иметь форму гиперболы (то есть если сила тяги обратно пропорциональна скорости — кривая 1–5 на рис. 2.7), касательная мощность локомотива будет постоянной при изменении скорости движения (см. рис. 2.8, прямая 1–5).

Такая зависимость касательной силы тяги от скорости и является идеальной формой тяговой характеристики автономного локомотива, источник энергии которого ограничен по мощности (рис. 2.9, а).

При такой форме характеристики на тепловозе теоретически обеспечивается возможность полного использования мощности дизеля в рабочем диапазоне скоростей движения. При проектировании тепловозов с различными типами передач конструкторам ставится задача обеспечить наиболее возможное приближение тяговой характеристики к идеальной гиперболической форме.

Рассмотрим подробнее идеальную тяговую характеристику, показанную на рис. 2.9, а.

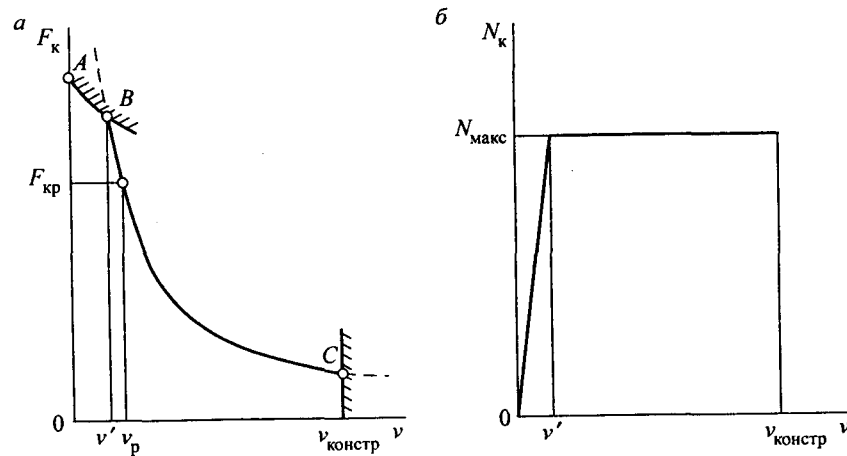


Рис. 2.9. Идеальная форма тяговой характеристики автономного локомотива: а — идеальная тяговая характеристика; б — зависимость тяговой (касательной) мощности локомотива от скорости движения при идеальной форме его тяговой характеристики

График гиперболы характерен тем, что кривая обеими ветвями (по осям координат) уходит в бесконечность, асимптотически приближаясь к осям координат (F_k и v). Но бесконечных значений физических величин в технике, естественно, быть не может. Поэтому максимальные значения силы тяги и скорости движения ограничены.

Максимальная величина скорости движения локомотива $v_{\text{макс}}$ ограничивается, как правило, по прочности его конструкции. Эта величина называется конструктивной скоростью локомотива $v_{\text{констр}} = v_{\text{макс}}$. Это ограничение показано на характеристике вертикальной чертой.

Максимальная величина силы тяги, как уже рассматривалось выше, ограничивается основным законом локомотивной тяги. Это ограничение определяется значениями расчетного коэффициента сцепления. Максимальное значение допустимой силы тяги имеет место при трогании локомотива с места. Ограничение по величине силы тяги по условиям сцепления также показано на характеристике своего рода границей (линия AB). Она не горизонтальна и снижается по мере роста скорости, так как уменьшается величина расчетного коэффициента сцепления (см. рис. 2.6).

Линия ограничения по сцеплению пересекается с гиперболической частью характеристики в точке B , которой соответствует величина скорости v' . Эту скорость, при которой происходит как бы перелом характеристики для паровозов, называли скоростью порога.

Таким образом, идеальная тяговая характеристика автономного локомотива состоит из двух частей: ограничение силы тяги по сцеплению AB (диапазон скоростей от 0 до v') и участок гиперболы BC — ограничение силы тяги по мощности энергетической установки (диапазон скоростей от v' до $v_{\text{констр}}$).

Так как гиперболической является только часть характеристики, то условие постоянства касательной мощности локомотива обеспечивается в диапазоне скоростей движения $v' - v_{\text{констр}}$ (рис. 2.9, б). Этот диапазон можно назвать рабочим для локомотива.

В диапазоне скоростей движения от 0 до v' мощность энергетической установки локомотива из-за ограничения величины силы тяги по сцеплению полностью использована быть не может, а в самом начале координат (при $v = 0$) она вообще равна нулю. Поэтому работа локомотива в этом диапазоне скоростей неэффективна и его следует считать нерабочим.

Фактически при проектировании локомотивов рабочий диапазон скоростей движения начинают при скорости v_p , которая несколько выше скорости v' . Это дает некоторую гарантию (ввиду случайности величины коэффициента сцепления) реализации величины силы тяги $F_{кр}$, которую принимают за расчетную силу тяги автономного локомотива. Скорость v_p , соответствующую расчетному значению силы тяги $F_{кр}$, называют расчетной скоростью (точнее, скоростью движения на расчетном подъеме).

Величины $F_{кр}$ и v_p являются важнейшими техническими параметрами локомотивов, используемых в тяговых расчетах. Для отечественных магистральных локомотивов эти величины приводятся в Правилах тяговых расчетов.

2.6. Тяговые характеристики тепловоза с электрической передачей

2.6.1. Тяговые свойства тепловозного дизеля

Как известно, касательная (на ободе колес) мощность N_k тепловоза всегда меньше (на 20—30 %) эффективной мощности N_e дизеля этого локомотива. По целому ряду причин, например, из-за ограничений весо-габаритных параметров тепловозов, мощность его силовой установки (дизель-генератора) ограничена по величине. Соответствующие ограничения имеет поле тяговых характеристик тепловоза.

В связи с тем, что тепловозные дизели работают в эксплуатации на переменных режимах по мощности от номинальной (полной) мощности до холостого хода, касательная мощность тепловоза N_k является также переменной величиной, зависящей, в основном, от режимов работы дизеля.

В реальной эксплуатации управлять работой силовой установки и тепловоза в целом можно, изменяя конкретные параметры и характеристики тепловозного дизеля. Характеристиками дизеля называют зависимости между различными параметрами на заданных режимах его работы.

Основной характеристикой тепловозного дизеля является эффективная (на коленчатом вале дизеля) мощность N_e , которая может быть рассчитана по следующей зависимости, кВт:

$$N_e = \frac{100 p_e V_h z n_e}{3 \tau}, \quad (2.9)$$

где 100/3 — коэффициент, зависящий от единиц измерения; p_e — эффективное давление, МПа; τ — тактность дизеля; n_e — частота вращения вала дизеля, мин⁻¹; z — число цилиндров; V_h — рабочий объем цилиндра тепловозного дизеля, м³:

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4},$$

где D — диаметр цилиндра, м; S — ход поршня, м.

Из формулы (2.9) следует, что в реальной эксплуатации машинист имеет возможность управлять работой дизеля, изменяя лишь два параметра: частоту вращения коленчатого вала дизеля n_e и среднее эффективное давление p_e . Следовательно, формулу (2.9) можно значительно упростить:

$$N_e = C_1 p_e n_e, \quad (2.10)$$

где C_1 — коэффициент, учитывающий влияние постоянных параметров на эффективную мощность дизеля, который определяется как

$$C_1 = \frac{100 V_h z}{3\tau}.$$

Рассмотрим основные свойства тепловозного дизеля, в разной степени влияющие на тяговые свойства автономного локомотива.

Свойство 1. Эффективную мощность тепловозного дизеля можно регулировать изменениями двух основных параметров: частоты вращения коленчатого вала дизеля n_e и среднего эффективного давления p_e .

Из курса «Локомотивные энергетические установки» известно, что величина среднего эффективного давления p_e в основном зависит от удельного эффективного расхода топлива в цилиндре g_e при обеспечении заданного давления наддувочного воздуха. При постоянном положении органа подачи топлива — рейки топливных насосов дизеля, величина удельного эффективного расхода топлива g_e не изменяется, т.е. $g_e = \text{const}$. В этом случае (при $g_e = \text{const}$) среднее эффективное давление является постоянной величиной, т.е. $p_e = \text{const}$.

Выражение (2.10.) преобразуется в уравнение прямой, проходящей через начало координат, кВт:

$$N_e = C_2 n_e, \quad (2.11),$$

где C_2 — постоянный коэффициент, $C_2 = C_1 p_e$.

Таким образом, при постоянной подаче топлива эффективная мощность дизеля прямо пропорциональна частоте вращения коленчатого вала n_e .

На рис. 2.10 приведены теоретические характеристики изменения эффективной мощности тепловозного дизеля N_e от частоты вращения коленчатого вала n_e для трех значений удельного эффективного расхода топлива g_{e1}, g_{e2}, g_{e3} (показаны штриховыми линиями).

В реальных тепловозных дизелях характер изменения эффективной мощности $N_e = f(n_e)$ при $g_e = \text{const}$ несколько отличается от теоретического. Разница реальных и теоретических характеристик на рис. 2.10. показана в виде заштрихованной площади.

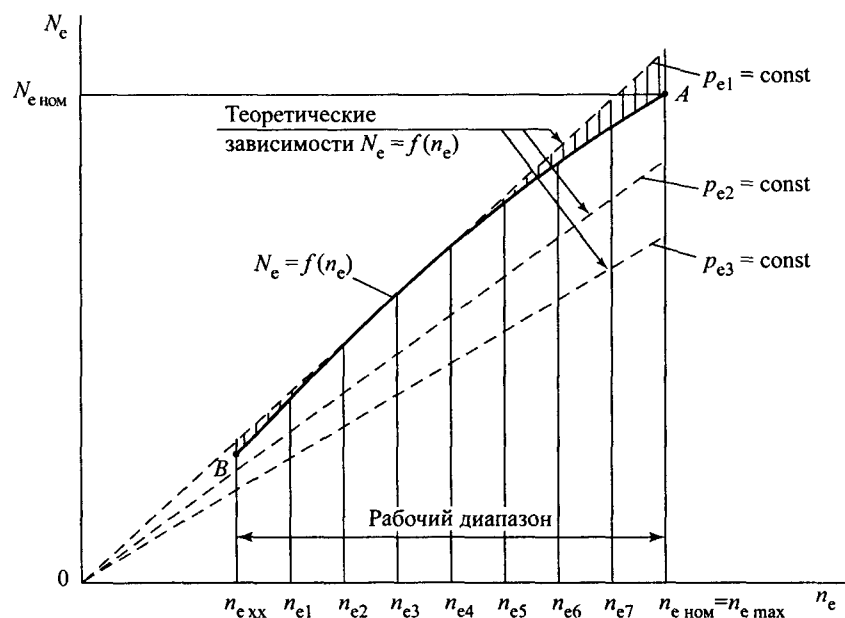


Рис. 2.10. Теоретические и опытная характеристики тепловозного двигателя при p_{e1}, p_{e2}, p_{e3}

Свойство 2. Тепловозный дизель работает устойчиво в ограниченном диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала от наименьшего $n_{e \min}$ до максимального $n_{e \max}$ значений (см. рис. 2.10).

Наименьшая частота вращения $n_{e \min}$ примерно соответствует холостому ходу $n_{e \text{ хх}}$ дизеля. Для каждого типа тепловозного дизеля величина $n_{e \text{ хх}}$ устанавливается отдельно при приемо-сдаточных испытаниях и находится в пределах от 25 до 40 % максимального (номинального) значения частоты вращения вала дизеля.

Возможность эксплуатации дизеля при $n_e < n_{e \text{ хх}}$ ограничена следующими обстоятельствами: наблюдаются нестабильность величины n_e и снижение устойчивости работы дизеля при постоянном положении органа подачи топлива; снижается вязкость дизельного масла и повышаются потери на механическое трение; увеличиваются отложения нагара на некоторые детали дизеля и возможность попадания в зону критических резонансных частот валопровода. И главное — при уменьшении частоты вращения коленчатого вала $n_e < n_{e \text{ хх}}$ ухудшаются условия для полного сгорания и надежного самовоспламенения топлива, так как при снижении скорости движения поршня уменьшаются давление и количество свежего заряда воздуха в конце такта сжатия в цилиндре дизеля.

Наибольшая частота вращения коленчатого вала дизеля $n_{e \max}$ устанавливается по условиям прочности и долговечности конструкции, поскольку при увеличении величины n_e возрастает износ деталей дизеля, работающих в условиях трения скольжения. Также при $n_e > n_{e \max}$ возрастают механические потери, а эффективный к.п.д. дизеля резко падает. В двухтактных дизелях при увеличении частоты вращения коленчатого вала более величины $n_{e \max}$ ухудшается очистка цилиндров от продуктов сгорания, что дополнительно снижает экономичность рабочего процесса. Обычно для тепловозных дизелей наибольшая частота вращения коленчатого вала $n_{e \max}$ совпадает с ее значением на номинальном режиме $n_{e \text{ ном}}$, то есть $n_{e \text{ ном}} = n_{e \max}$.

Номинальный режим для каждого типа дизелей устанавливается заводом-изготовителем. При этом режиме заводом гарантируется надежная работа узлов дизеля при их длительной эксплуатации. Номинальному режиму (точка A на рис. 2.10) соответствуют номинальная эффективная мощность дизеля N_e и номинальная частота вращения коленчатого вала $n_{e \text{ ном}}$. Графическая зависимость эффективной мощ-

ности N_e от частоты вращения n_e в диапазоне $n_{e\text{ хх}} - n_{e\text{ ном}}$, проходящая через номинальный режим работы (линия $A-B$ на рис. 2.10) при постоянном положении органа подачи топлива, называется *внешней скоростной характеристикой дизеля*.

Необходимо также отметить, что в диапазоне $n_{e\text{ хх}} - n_{e\text{ ном}}$ дизель работает устойчиво не при любых n_e , а при определенных фиксированных значениях, которые устанавливаются машинистом в соответствии с позицией рукоятки его контроллера. Таких фиксированных положений на тепловозе обычно бывает от 8 до 15 (на тепловозах ТЭ3 и ТЭ7 — 16). Каждой позиции рукоятки контроллера машиниста соответствует своя величина удельного эффективного расхода топлива. Вертикальными линиями на рис. 2.10 показаны нагрузочные характеристики дизеля, соответствующие фиксированным частотам вращения коленчатого вала $n_{e\text{ хх}}, n_{e1} \dots n_{e\text{ ном}}$.

Свойство 3. Дизель не запускается под нагрузкой. В момент запуска дизеля его коленчатый вал должен быть отсоединен от колесных пар локомотива.

Свойство 4. Для пуска дизеля необходим дополнительный (посторонний) источник энергии. На тепловозах для этой цели используют электрические машины постоянного тока, получающие электроэнергию в момент запуска от аккумуляторных батарей локомотива.

Свойство 5. Эффективный вращающий момент дизеля в рабочем диапазоне частот вращения $n_{e\text{ хх}} - n_{e\text{ ном}}$ изменяется незначительно. Связь между вращающим моментом M_e , эффективной мощностью N_e и частотой вращения n_e коленчатого вала тепловозного дизеля можно выразить следующей формулой, Н · м:

$$M_e = C_3 N_e / n_e, \quad (2.12)$$

где C_3 — постоянный коэффициент, $C_3 = 974$.

Подставив в выражение (2.12) уравнение (2.10), получим, Н · м:

$$M_e = C_3 C_1 p_e n_e / n_e = C_4 p_e, \quad (2.13)$$

где C_4 — постоянный коэффициент, $C_4 = C_1 \cdot C_3 = 974 C_1$.

При неизменном положении органа подачи топлива среднее эффективное давление p_e является постоянной величиной, т. е. $p_e = \text{const}$. В соответствии с выражением (2.13) величина эффективного момента M_e при $p_e = \text{const}$ также будет постоянной, не зависящей от изменения

частоты вращения коленчатого вала дизеля. На рис. 2.11 теоретическая характеристика $M_e = f(n_e)$ показана штриховой линией. Вследствие различий в теоретическом и действительном рабочих процессах, происходящих в цилиндре дизеля, реальная характеристика эффективного момента в рабочем диапазоне дизеля $n_{e\text{ хх}} - n_{e\text{ ном}}$ будет несколько отличаться от теоретической характеристики $M_e = f(n_e)$. Разница между этими характеристиками показана на рис. 2.11 заштрихованной площадью.

Зададимся вопросом, как это свойство может отразиться на тяговых возможностях локомотива? Представим, коленчатый вал дизеля с помощью механической муфты сцепления (для реализации свойства 3 дизеля) напрямую соединили с колесными парами тепловоза. При таком способе передачи эффективной мощности вращающий момент на ободе колес колесных пар локомотива M_k будет равен эффективному моменту на валу дизеля M_e , т. е. $M_k = M_e$. Кстати, именно таким путем шел изобретатель дизеля немецкий ученый Рудольф Дизель, который в 1912 году по заказу прусских железных дорог построил пассажир-

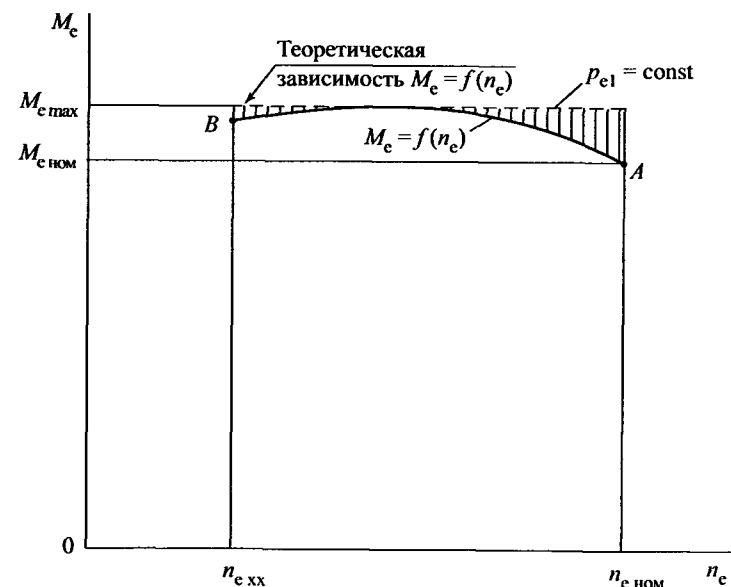


Рис. 2.11. Теоретическая и опытная зависимости вращающего момента M_e от частоты вращения коленчатого вала дизеля n_e

ский тепловоз мощностью 880 кВт с непосредственной передачей мощности дизеля. Уже после первых опытных поездок выявилась полная непригодность этого тепловоза для работы на железных дорогах, и в 1914 году локомотив был продан на слом. В чем же главная причина неудачи Рудольфа Дизеля?

Как известно, величина силы тяги F_k , создаваемая при взаимодействии колесных пар локомотива с рельсами, зависит от M_k и диаметра колесных пар D_k , т.е. при отсутствии скольжения $F_k = 2M_k/D_k$. В соответствии со свойством 4 тепловозного дизеля имеем $M_e = \text{const}$. В этом случае для тепловоза с непосредственной передачей имеет место равенство $M_k = M_e = \text{const}$. Следовательно, величина силы тяги F_k , создаваемая этим локомотивом, не будет изменяться во всем скоростном диапазоне работы тепловоза, т.е. $F_k = \text{const}$. На рис. 2.12 показана тяговая характеристика $F_k = f(V)$ тепловоза с непосредственной передачей.

Чем такая тяговая характеристика не удовлетворяет тяговым свойствам локомотива?

Касательная мощность тепловоза N_k может быть определена с помощью следующего равенства, кВт:

$$N_k = F_k V / 3600, \quad (2.14)$$

где F_k — касательная сила тяги, Н; V — скорость движения, км/ч.

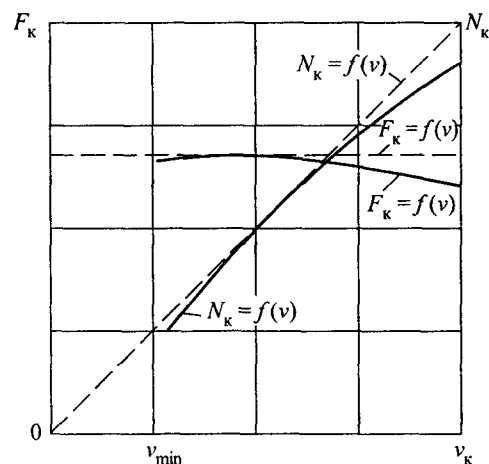


Рис. 2.12. Тяговая характеристика тепловоза непосредственного действия: — — — — теоретическая кривая; — — — — реальная кривая

Как уже ранее отмечалось, для тепловоза с непосредственной передачей во время его движения значение силы тяги не будет изменяться, так как $F_k = \text{const}$. В этом случае равенство (2.14) преобразуется в уравнение прямой, проходящей через начало координат $N_k = C_5 V$; где C_5 — постоянный коэффициент; $C_5 = F_k / 3600$. На рис. 2.12 также показан характер изменения касательной мощности $N_k = f(V)$ тепловоза с непосредственной передачей. Что означает такой характер изменения касательной мощности? В момент трогания и разгона тепловоза с составом поезда при таком типе передачи касательная мощность на ободе колес отсутствует, т.е. $N_k = 0$. Нужен еще один локомотив, который бы предварительно разогнал такой поезд. А если произойдет непредвиденная остановка поезда на перегоне? Это и ряд других серьезных обстоятельств доказывают ошибочность пути, выбранного Рудольфом Дизелем при создании тепловоза с непосредственной передачей.

Если рассматривать дизель как силовую установку транспортного средства, работающего при переменных скоростях движения, то его свойство 5 является принципиальным недостатком тепловозных дизелей.

Свойство 6. Дизель не допускает перегрузок. Различия между значениями вращающего момента нагрузки на коленчатый вал дизеля и номинального эффективного момента $M_{e \text{ ном}}$ (см. рис. 2.11) не должны превышать 5%. В противном случае дизель может заглохнуть, что чревато остановкой поезда, например, при движении по расчетному подъему.

Свойство 7. Тепловозные дизели не реверсивны. Другими словами, дизели могут работать при строго определенном направлении (например, по часовой стрелке) вращения коленчатого вала. В свою очередь тепловоз должен иметь возможность изменять направление своего движения. Это также серьезный недостаток тепловозных дизелей. В принципе построить реверсивный дизель несложно, и такие конструкции применяются в качестве силовых установок морских судов. При этом заметно усложняются конструкции кулачковых валов приводов клапанов и дизеля в целом, что отрицательно сказывается на надежности среднеоборотных д.в.с., применяемых на тепловозах.

Свойство 8. Экономичность дизеля в рабочем диапазоне частоты вращения коленчатого вала $n_{e \text{ хх}} - n_{e \text{ ном}}$ неодинакова. Обычно эконо-

мичность дизеля оценивают величинами эффективного удельного расхода топлива g_e , кг/(кВт·ч), и эффективного к.п.д. дизеля. Физический смысл удельной величины g_e такой — сколько килограмм топлива нужно сжечь в цилиндре дизеля, чтобы получить 1 кВт мощности в течение 1 часа. Величину g_e определяют экспериментальным путем.

Эффективный к.п.д. дизеля определяют по следующей зависимости:

$$\eta_e = 3600/Q_H g_e, \quad (2.15.)$$

где Q_H — низшая теплота сгорания 1 кг топлива, кДж/кг.

На рис. 2.13 приведены удельные характеристики экономичности тепловозных дизелей, $g_e = f(n_e)$ и $\eta_e = f(n_e)$. Из рис. 2.13 следует, что наивысшая экономичность дизеля примерно соответствует номинальному режиму его работы. Современные тепловозные дизели на номинальных режимах работы имеют удельные эффективные расходы топлива $g_{e \text{ ном}}$ в пределах 0,2—0,22 кг/(кВт·ч) и эффективный к.п.д. $\eta_e = 0,39—0,43$.

Перечисленные свойства позволяют сделать вывод о том, что дизель, как двигатель, плохо приспособлен к тяговой (транспортной) службе, т.е. к эксплуатации, когда нужно в несколько раз изменять величину вращающего момента на колесных парах, при этом поддерживать заданный уровень мощности при изменении скорости движения и т.д.

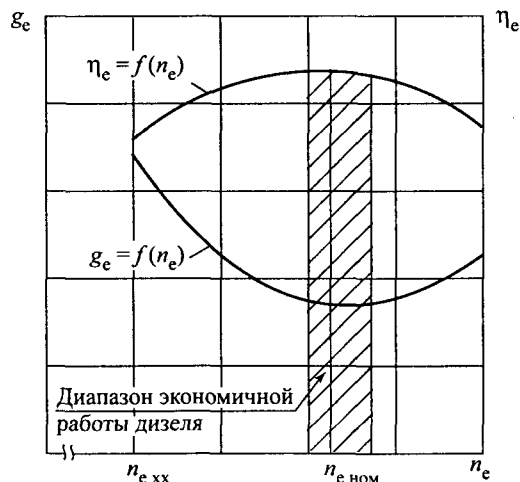


Рис. 2.13. Экономические характеристики тепловозного дизеля

Как известно, несоответствия между тяговыми свойствами тепловозного дизеля и требованиями тяговой службы устраняют применением специальных промежуточных устройств, которые называют *передачей тепловоза*. В зависимости от способа и средств передачи энергии от коленчатого вала дизеля к колесным парам на тепловозах практическое применение имеют три типа передач: электрическая, гидродинамическая и механическая.

2.6.2. Характеристики электрических передач тепловозов

На тепловозах применяют электрические передачи трех видов: постоянного, переменного-постоянного и переменного тока. Применение электрических передач исключает жесткую связь между коленчатым валом дизеля и колесными парами локомотива. Для полного использования мощности дизеля во всем скоростном диапазоне работы тепловоза и формирования его заданных тяговых свойств применяют специальные системы регулирования как тяговых генераторов, так и тяговых электродвигателей.

Электрические передачи постоянного тока состоят из тягового генератора Г и тяговых электродвигателей ТЭД, которые выполнены в виде машин постоянного тока. Такие передачи применяют на локомотивах секционной мощностью до 2200 кВт (тепловозы ЧМЭЗ, ТЭМ2, ТЭЗ, М62, 2М62У, ТЭП60, 2ТЭ10Л(В,М,У,С) и др.).

Якорь тягового генератора через муфту жестко соединен с коленчатым валом дизеля. При установившемся режиме работы дизеля и постоянном положении органа подачи топлива, мощность тягового генератора, кВт:

$$P_G = (N_e - \Sigma N_{\text{всп}}) \eta_G = 10^{-3} U_G I_G = \text{const}, \quad (2.16.)$$

где N_e — эффективная мощность дизеля, кВт; $\Sigma N_{\text{всп}}$ — суммарная мощность, затраченная на приводы вспомогательных механизмов, кВт (в расчетах величина $\Sigma N_{\text{всп}}$ принимается постоянной, не зависящей от режимов работы дизеля и тепловоза); η_G — к.п.д. тягового генератора; U_G — напряжение тягового генератора, В; I_G — сила тока тягового генератора, А.

Зависимость напряжения U_G от силы тока нагрузки I_G называют *внешней характеристикой* тягового генератора постоянного тока

(рис. 2.14). Из курса «Электрические передачи локомотивов» известно, что генераторы постоянного тока с любой системой возбуждения не имеют такой внешней характеристики, как представленная на рис. 2.14, поэтому гиперболическую характеристику тягового генератора тепловозов получают за счет автоматического регулирования возбуждения.

На рис. 2.15 представлена функциональная схема возбуждения тягового генератора тепловоза. На вход системы возбуждения СВ по току нагрузки и напряжению тягового генератора Γ подаются сигналы I_r и U_r . Напряжение U_B , вырабатываемое системой возбуждения, подведено к обмотке ОВГ возбуждения тягового генератора. Тем самым достигается изменение магнитного потока Φ_r и напряжения U_r тягового генератора по закону линии, называемой гиперболой.

В условиях эксплуатации часто не требуется полное использование мощности дизеля, например, при движении тепловоза с поездом по легкому профилю пути, резервом (без поезда) и т.д. Уменьшение мощности дизеля осуществляется с помощью рукоятки контроллера машиниста тепловоза. Каждой позиции рукоятки контроллера машиниста (обычно их 8 на маневровых и 15 на магистральных тепловозах) соответствуют величины удельного эффективного расхода топлива и фиксированная частота вращения вала дизеля. Каждой фиксированной частоте вращения n_e соответствует определенная мощность, при которой к.п.д. дизеля будет максимальный. Поэтому система возбуждения

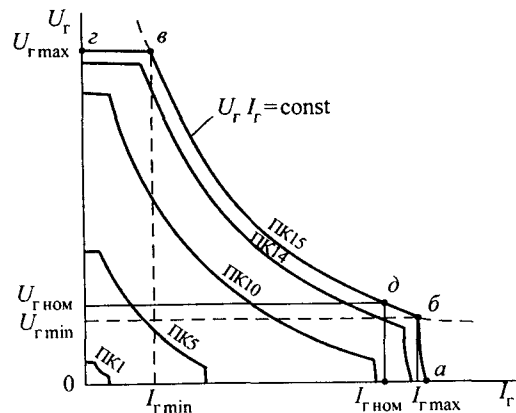


Рис. 2.14. Внешняя и частичные характеристики тягового генератора тепловоза

тягового генератора Γ должна обеспечивать при частичных нагрузках постоянство мощности генератора на уровнях, соответствующих экономичным режимам работы дизеля.

При изменении частоты вращения коленчатого вала n_e , а следовательно мощности дизеля D и тягового генератора Γ на вход системы возбуждения Γ дополнительно вводят сигнал по n_e (см. рис. 2.15). В результате на выходе системы возбуждения, а следовательно, и на выходе тягового генератора имеет место семейство характеристик. На рис. 2.14 показано семейство частичных характеристик $U_r = f(I_r)$ тягового генератора для следующих позиций рукоятки контроллера машиниста: ПК1, ПК3, ПК10, ПК14, ПК15.

При построении частичных характеристик тягового генератора предполагалось, что мощности дизеля и тягового генератора при фиксированном значении n_e не изменяются во времени. В действительности, мощность дизеля N_e зависит от большого числа различных переменных факторов, например температуры и давления воздуха. Затраты мощности на привод вспомогательных механизмов также могут изменяться во времени, вентиляторы систем охлаждения и тормозной компрессор могут быть включены или выключены и т.д. Мощность тягового генератора также может изменяться в зависимости от температурных и других факторов. Для того чтобы мощность генератора оставалась постоянной, на вход системы возбуждения СВ (см. рис. 2.15) вводят еще один сигнал X , пропорциональный мощности, передаваемой тяговому генератору, так называемой свободной мощности.

Таким образом, звеном, обеспечивающим гиперболическое изменение напряжения U_r относительно величины I_r тягового генератора, является система возбуждения СВ.

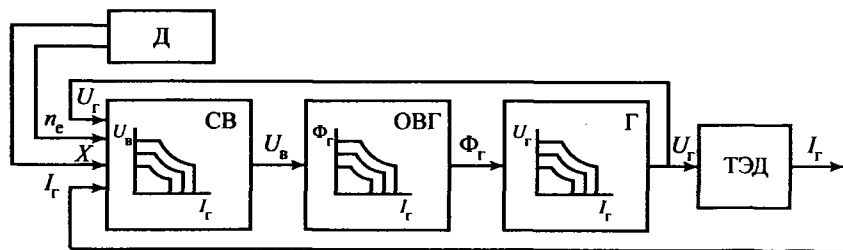


Рис. 2.15. Функциональная схема возбуждения тягового генератора тепловоза

При возрастании силы сопротивления движению поезда, например при его движении по подъему, сила тока на тяговых электродвигателях $I_{\text{ТЭД}}$ и, соответственно, на тяговом генераторе $I_{\text{Г}}$ тепловоза будут возрастать. Благодаря гиперболической зависимости $U_{\text{Г}} = f(I_{\text{Г}})$ увеличение силы тока $I_{\text{Г}}$ вызовет уменьшение напряжения $U_{\text{Г}}$ и, соответственно, $U_{\text{ТЭД}}$, в результате чего скорость тепловоза будет снижаться, а сила тока — возрастать, препятствуя снижению скорости локомотива.

Внешняя характеристика (кривая $a-b-v-z$ на рис. 2.14) тягового генератора имеет ограничения по максимальному току $I_{\text{Г max}}$ (линия $a-b$) и напряжению $U_{\text{Г min}}$ (линия $v-z$). В период трогания с места и разгона тепловоза его тяговые электродвигатели работают в режиме максимальных токов и минимальных напряжений. Этот же режим характерен для работы тягового генератора — при разгоне тепловоза мощность его тягового генератора определяется следующим равенством $P_{\text{Г}} = 10^{-3} U_{\text{Г min}} I_{\text{Г max}}$. Таким образом, на отрезке $a-b$ внешней характеристики тягового генератора развивается наибольшая электромагнитная сила, создаваемая на якоре ТЭД:

$$F_{\text{ТЭД}} = 3,6c_e \Phi I_{\text{ТЭД max}} - \Delta F, \quad (2.17)$$

где ΔF — механические и магнитные потери в тяговом электродвигателе, Н.

При трогании с места и разгоне тепловоза значения электромагнитной силы, создаваемой на якоре ТЭД $F_{\text{ТЭД}}$ и, соответственно, касательной силы тяги $F_{\text{к}}$ ограничены условиями сцепления колес с рельсами. При росте скорости движения тепловоза коэффициент сцепления колес с рельсами и реализуемая сила тяги плавно уменьшаются (см. рис. 2.6). Примерно по такому же закону происходит изменение максимального тока тягового генератора $I_{\text{Г max}}$ при трогании с места тепловоза с электрической передачей (отрезок $a-b$ на рис. 2.14). В этот период времени э.д.с. тяговых электродвигателей $E_{\text{ТЭД}}$ тепловоза равно нулю и напряжение тягового генератора $U_{\text{Г}}$, подводимое к двигателям, минимальное и уравнивается падением напряжения в обмотках якоря ТЭД и в силовых кабелях. В момент трогания с места и начале движения тепловоза частота вращения якорей тяговых электродвигателей и величина $E_{\text{ТЭД}}$ увеличиваются, соответствующим образом растет напряжение $U_{\text{Г}}$, подводимое к двигателям (см. рис. 2.14). Номи-

нальный режим работы тягового генератора достигается в точке «д», в этом случае $P_{\text{Г}} = 10^{-3} U_{\text{Г ном}} I_{\text{Г ном}}$, кВт.

При дальнейшем росте скорости движения тепловоза, сила тока $I_{\text{Г}}$ уменьшается, а напряжение тягового генератора плавно возрастает до своего максимального значения $U_{\text{Г max}}$ (точка «в» на рис. 2.14). Применяемые на тепловозах с электрической передачей постоянного тока системы возбуждения тягового генератора из-за насыщения его ограниченной магнитной системы позволяют изменять напряжение $U_{\text{Г}}$ не более чем в 1,5 раза, т.е. $U_{\text{Г max}} / U_{\text{Г min}} = 1,5$.

Увеличение объема магнитной системы главного генератора приведет к увеличению его веса и габаритов, неприемлемых для тепловозов, из-за ограничения по нагрузке от колесных пар на рельсы.

Для обеспечения полного использования мощности дизеля во всем скоростном диапазоне работы тепловоза с электрической передачей необходимо изменять напряжение на тяговых электродвигателях $U_{\text{ТЭД}}$ и, соответственно, частоту вращения их якорей примерно в 4—5 раз. Для решения этой задачи на тепловозах применяют различные системы регулирования частоты вращения якоря двигателя постоянного тока.

Как известно, частота вращения якоря двигателя постоянного тока, об/мин, определяется как

$$n_{\text{ТЭД}} = \frac{U_{\text{ТЭД}} - I_{\text{ТЭД}} \sum R_{\text{я}}}{c_e \Phi}, \quad (2.18)$$

где $U_{\text{ТЭД}}$ — напряжение, подводимое к двигателю, В; $I_{\text{ТЭД}}$ — сила тока якоря двигателя, А; $R_{\text{я}}$ — суммарное сопротивление обмоток якоря, Ом; Φ — магнитный поток двигателя, Вб; c_e — магнитная постоянная.

Из формулы (2.18) следует, что частоту вращения якоря тягового электродвигателя тепловоза можно изменить, регулируя напряжение $U_{\text{ТЭД}}$, магнитный поток Φ и суммарное сопротивление обмоток якоря $R_{\text{я}}$. Из-за больших потерь, достигающих на электроподвижном составе до 20% тяговой (касательной) мощности, последний способ на тепловозах с электропередачей не применяется.

Способы регулирования напряжения $U_{\text{ТЭД}}$. Напряжение $U_{\text{ТЭД}}$, подводимое к двигателю, можно изменять, регулируя магнитный по-

ток тягового генератора или изменяя схему соединения тяговых электродвигателей.

Принцип регулирования скорости движения на основе *изменения схемы соединения* тяговых электродвигателей осуществлен на ряде серий тепловозов старой постройки ТЭМ1, ТЭ2, также на опытной партии ТЭМ2. Возможные схемы соединения тяговых электродвигателей шестисосного тепловоза показаны на рис. 2.16. При последовательном соединении двигателей, к каждому из них подводят напряжение $U_{\text{тэд}} = U_{\text{Г}}/m$, где m — число двигателей, соединенных последовательно.

Четыре схемы соединения двигателей, приведенные на рис. 2.16, обеспечивают такое же количество ступеней регулирования напряжения $U_{\text{тэд}}$, подводимого к двигателю: при последовательном соединении $U_{\text{тэд}} = U_{\text{Г}}/6$, при последовательно-параллельном — $U_{\text{тэд}} = U_{\text{Г}}/3$ и $U_{\text{тэд}} = U_{\text{Г}}/2$, при параллельном — $U_{\text{тэд}} = U_{\text{Г}}$.

Переключение двигателей возможно тремя способами: коротким замыканием, с разрывом цепи и замыканием по схеме моста. На тепловозах используется только первый способ, не требующий дополни-

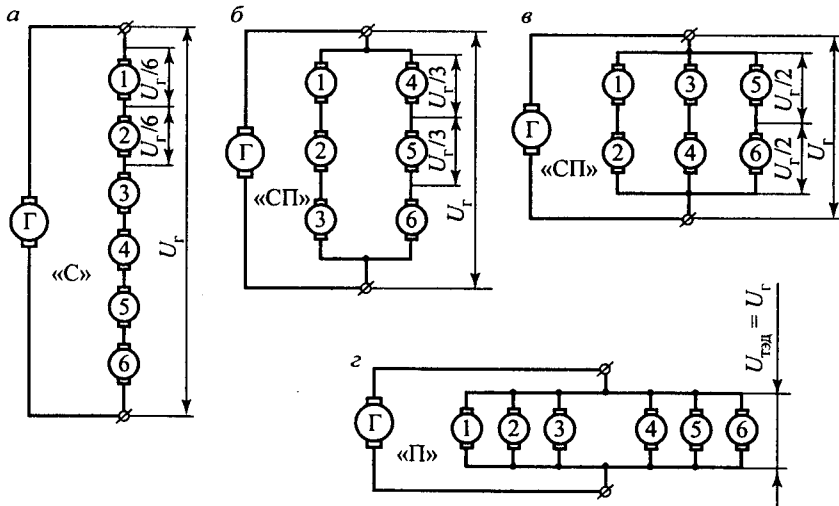


Рис. 2.16. Схемы соединения тяговых электродвигателей шестисосного тепловоза: а — последовательное (С), б и в — последовательно-параллельное (СП); з — параллельное (П)

тельного оборудования и характеризующийся относительно небольшим снижением силы тяги при переключении. На электровозах в разной степени применяют все три способа переключения тяговых электродвигателей.

Метод *короткого замыкания* для переключения двигателей заключается в следующем (рис. 2.17). Последовательное соединение двигателей 1–2 и 3–4 обеспечивается включением контактора С. При переключении сначала замыкается контактор СП1 и двигатели 1–2 оказываются замкнутыми контакторами С и СП1, а двигатели 3–4 подключаются на полное напряжение генератора. Затем контактор С выключается, а контактор СП2 включается и двигатели 1–2 также подключаются к генератору. Соединение пар двигателей становится параллельным, но при переключении не происходит полной потери силы тяги локомотива.

Другой способ регулирования напряжения, подводимого к тяговым двигателям $U_{\text{тэд}}$ — за счет изменения напряжения главного генератора. Как отмечалось ранее, изменение сопротивления движения поезда приводит к изменению скорости движения тепловоза и снижению частоты вращения якоря тягового двигателя.

Сила тока тягового двигателя, А, определяется по формуле:

$$I_{\text{тэд}} = \frac{U_{\text{Г}} - c_{\text{е}} n_{\text{тэд}} \Phi}{\sum R_{\text{я}}} \quad (2.19)$$

Из формулы (2.19) следует, что, снижение частоты вращения якоря $n_{\text{тэд}}$ приводит к увеличению значения тока двигателя и, соответственно, тягового генератора $I_{\text{Г}}$. В соответствии с внешней характеристикой тягового генератора в этом случае уменьшится его напряжение $U_{\text{Г}}$. Таким образом, изменение скорости движения тепловоза с электрической передачей автоматически приводит к регулированию напряжения $U_{\text{Г}}$ и $U_{\text{тэд}}$.

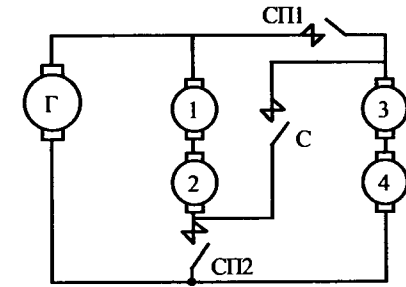


Рис. 2.17. Переключение тяговых электродвигателей тепловоза методом короткого замыкания

Напряжение тягового генератора $U_r, В$, также можно регулировать изменением частоты вращения коленчатого вала дизеля тепловоза:

$$U_r \cong E_r = c_e n_e \Phi,$$

где n_e — частота вращения вала дизеля, об/мин.

Регулируя частоту вращения коленчатого вала дизеля n_e , обеспечивают ступенчатое изменение величины U_r . Этим способом обычно пользуются в период трогания с места и разгона тепловоза с электрической передачей.

Способ регулирования магнитного потока тяговых двигателей. Этот способ регулирования скорости движения получил самое широкое применение на локомотивах с электрическим приводом колесных пар. На локомотивах применяют так называемую систему ступенчатого изменения величины магнитного потока Φ возбуждения тяговых электродвигателей. Существующие методы позволяют лишь уменьшать величину Φ , тем самым снизить максимальное напряжение тягового генератора, от которого зависят его вес и габаритные размеры.

На тепловозах регулирование магнитного потока тяговых электродвигателей осуществляют шунтированием его обмотки возбуждения. Параллельно последовательно включенной обмотке возбуждения К–КК тягового электродвигателя ТЭД (рис. 2.18) подключают несколько резисторов $R_{Ш1}, R_{Ш2}$. При включении контактора Ш1 часть тока якоря двигателя $I_{Тэд}$ отводится от обмотки возбуждения в цепь, образуемую резистором $R_{Ш1}$. Магнитный поток полюсов тягового электродвигателя уменьшается. Включение с помощью контактора Ш2 второго резистора

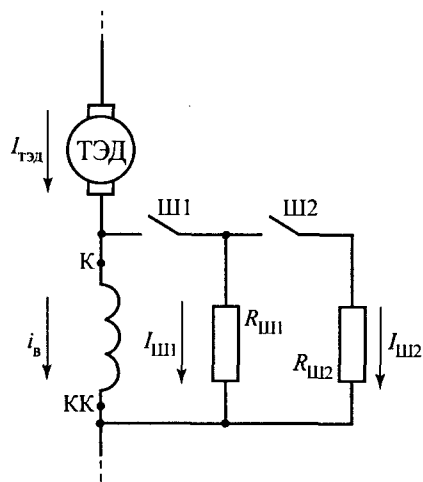


Рис. 2.18. Схема регулирования магнитного потока тягового электродвигателя тепловоза шунтированием обмотки возбуждения

$R_{Ш2}$ (второй ступени ослабления) еще больше уменьшит магнитный поток. На тепловозах ограничиваются двумя ступенями ослабления магнитного потока. Коэффициент ослабления магнитного потока α одной ступени регулирования

$$\alpha = \frac{R_{Ш}}{R_{Ш} + R_B},$$

где $R_{Ш}$ — сопротивление обмотки возбуждения якоря двигателя, Ом; R_B — сопротивление шунтирующего резистора, Ом.

Обычно для тепловозных электрических передач коэффициент ослабления магнитного потока первой ступени равен $\alpha_1 \geq 0,6$, второй — $\alpha_2 \geq 0,3$.

Таким образом, применение на тепловозах двухступенчатой системы ослабления магнитного потока возбуждения тяговых электродвигателей позволяет втрое использовать внешнюю характеристику тягового генератора при тяговом режиме его работы.

Электрическая передача переменного тока, в которой тяговый генератор СГ выполнен в виде синхронной электрической машины переменного тока, а тяговые электродвигатели — машин постоянного тока, применена на тепловозах 2ТЭ116, ТЭП70, 2ТЭ121, ТЭП75, ТЭП80, ТЭМ7. Для преобразования переменного тока частотой до 100 Гц в постоянный ток используется выпрямительная установка, которая включена в силовую цепь между синхронным генератором и тяговыми электродвигателями тепловоза.

Система регулирования напряжения синхронного тягового генератора и, соответственно, скорости движения тепловоза с передачей переменного тока включает в себя специальный генератор-возбудитель переменного тока и тиристорный усилитель, питающий обмотку возбуждения СГ. Для формирования гиперболической внешней характеристики тягового генератора СГ в систему регулирования напряжения U_r также включены четыре регулятора напряжения тягового генератора: по отклонению напряжения U_r , по току тяговых электродвигателей или СГ, по частоте вращения коленчатого вала дизеля n_e и по положению рейки топливных насосов дизеля.

2.6.3. Построение тяговой характеристики тепловоза по характеристикам тяговых электродвигателей

При проектировании тепловоза с электрической передачей возникает необходимость предварительной оценки тяговых качеств локомотива. Тяговую характеристику проектируемого тепловоза можно построить, если известны электромеханические характеристики тяговых электродвигателей, внешняя характеристика тягового генератора, номинальная мощность дизеля и диаметр колесных пар.

Электромеханическими характеристиками, приведенными к якору тягового двигателя, называют графические зависимости вращающего момента $M_{\text{тэд}}$, частоты вращения $n_{\text{тэд}}$ и к.п.д. $\eta_{\text{тэд}}$ от силы тока $I_{\text{тэд}}$ тягового электродвигателя (рис. 2.19) и ступени ослабления магнитного потока ПП–ОП1–ОП2.

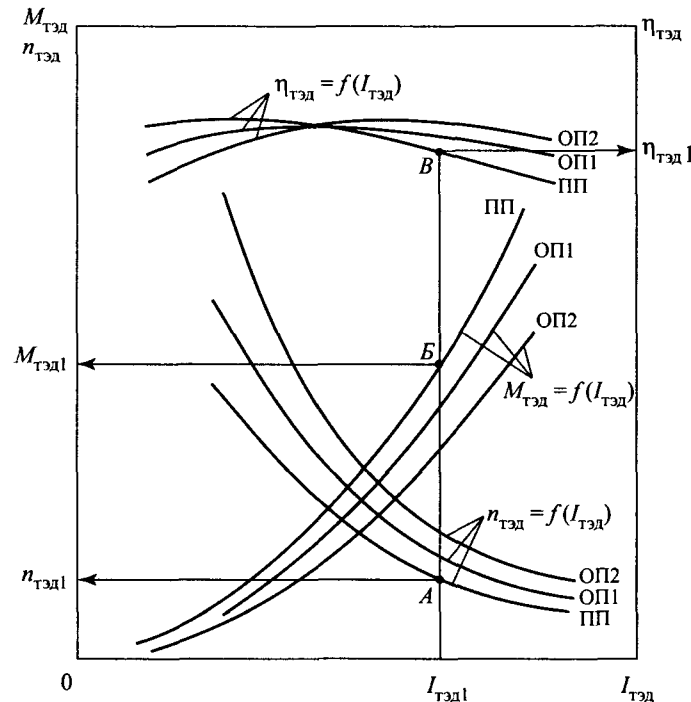


Рис. 2.19. Электромеханические характеристики тягового электродвигателя тепловоза

Электромеханические характеристики тягового электродвигателя можно привести к параметрам движения колесных пар тепловоза, т.е. отнести эти характеристики к ободу колесных пар. При этом поступательная скорость колесных пар, км/ч, определяется как

$$V = 3,6 \frac{\pi D_k n_{\text{тэд}}}{60\mu}$$

или

$$V = 0,188 D_k n_{\text{тэд}} / \mu, \quad (2.20)$$

где D_k — диаметр колеса колесной пары, м; μ — передаточное число тягового редуктора; $\mu = n_{\text{тэд}} / n_k$.

Подставив в формулу (2.20) значение частоты вращения тягового электродвигателя $n_{\text{тэд}}$ из выражения (2.18), получим, км/ч:

$$V = 0,188 \frac{D_k U_{\text{тэд}} - I_{\text{тэд}} \sum R_{\text{я}}}{\mu c_e \Phi}. \quad (2.21)$$

Обозначив постоянные члены выражения (2.21) через $C_6 = 0,188 \frac{D_k}{\mu c_e}$, окончательно получим, км/ч:

$$V = C_6 \frac{U_{\text{тэд}} - I_{\text{тэд}} \sum R_{\text{я}}}{\Phi}. \quad (2.22)$$

Значение силы тяги F_k , создаваемой колесными парами тепловоза при взаимодействии с рельсами, можно определить по величине вращающего момента $M_{\text{тэд}}$ на якоре тягового электродвигателя для конкретного значения тока нагрузки $I_{\text{тэд}}$, Н:

$$F_k = \frac{2m\mu}{D_k} M_{\text{тэд}} \eta_{\text{тэд}} \eta_{\text{тп}}, \quad (2.23)$$

где m — число тяговых электродвигателей; $M_{\text{тэд}}$ — вращающий момент на якоре двигателя, определяют по кривой $M_{\text{тэд}} = f(I_{\text{тэд}})$, Нм; D_k — диаметр колеса, м; $\eta_{\text{тэд}}$ — к.п.д. тягового электродвигателя, определяют по кривой $\eta_{\text{тэд}} = f(I_{\text{тэд}})$; $\eta_{\text{тп}}$ — к.п.д. тягового привода колесных пар.

Порядок построения расчетной тяговой характеристики тепловоза следующий. На внешней характеристике тягового генератора последовательно задают значения напряжения, например $U_{Г1}$, и соответствующее ему значение тока нагрузки $I_{Г1}$. Зная схему соединения электродвигателей тепловоза, определяют величины $U_{ТЭД1}$ и $I_{ТЭД1}$. По электромеханической характеристике для значения тока двигателя $I_{ТЭД1}$ с учетом ступени ослабления магнитного потока определяют величины $M_{ТЭД1}$, $n_{ТЭД}$, $\eta_{ТЭД}$, а затем по формулам (2.22) и (2.23) рассчитывают значения силы тяги и скорости для данного режима работы тепловоза. На рис. 2.20, а представлена расчетная тяговая характеристика тепловоза с электрической передачей, построенная по электромеханическим характеристикам тяговых электродвигателей.

Расчетный режим работы тепловоза (точка «А») на тяговой характеристике устанавливается из условий надежной работы силового оборудования во время движения с равновесной скоростью по самым трудным элементам профиля и полного использования мощности дизеля. Обычно расчетный режим тепловоза устанавливается по его тяговой характеристике для максимальной позиции контроллера машиниста на кривой $F_k = f(V)$ и соответствует номинальному току $I_{Г ном}$, определяемому по внешней характеристике тягового генератора. Ограничение силы тяги тепловоза по сцеплению (кривая а-б на рис. 2.20, а) определено по формуле (2.4).

Зависимость касательной мощности N_k от скорости движения V тепловоза с электрической передачей представлена на рис. 2.20, б. Заштрихованной площадью на рис. 2.20, б отмечены потери касательной мощности N_k тепловоза, вызванные несовершенством ступенчатой системы регулирования напряжения тяговых электродвигателей.

Как следует из рис. 2.20 электрическая передача постоянного тока по своим характеристикам почти идеально отвечает основным требованиям, предъявляемым к передаче тепловоза, так как позволяет достаточно в полном объеме реализовать мощность силовой установки в рабочем диапазоне скоростей локомотива.

При построении тяговой характеристики тепловоза с электрической передачей необходимо иметь в виду, что скорости прямых ($V_{ПП-ОП1}$, $V_{ОП1-ОП2}$) и обратных ($V_{ОП2-ОП1}$, $V_{ОП1-ПП}$) переходов с

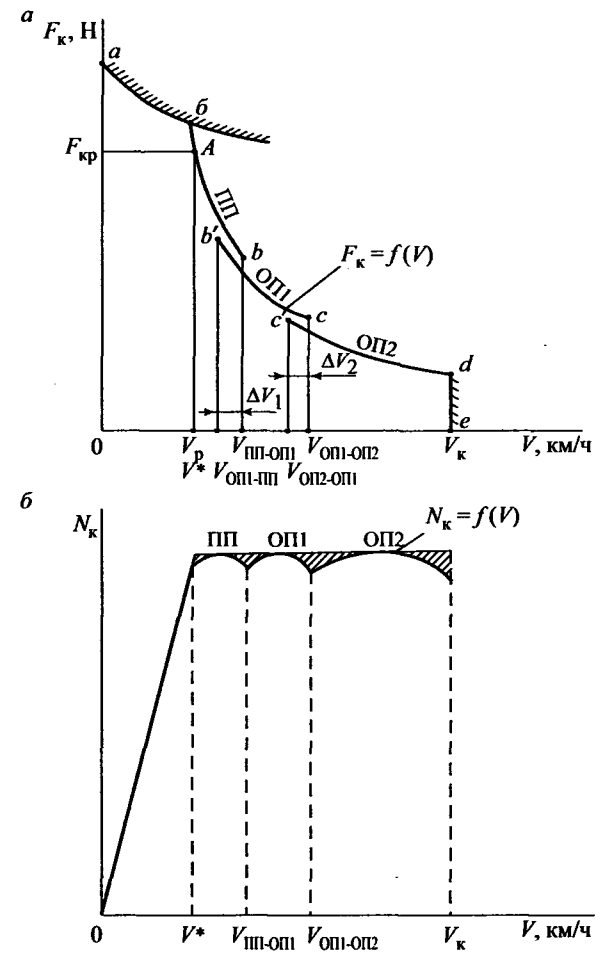


Рис. 2.20. Расчетные характеристики тепловоза с электрической передачей: а — тяговая характеристика; б — кривая изменения касательной мощности

одной ступени ослабления магнитного потока на другую отличаются на 10–20 км/ч. Этим предотвращаются частые повторные включения и выключения контактов, предназначенных для переключения степеней ослабления магнитного потока и тока возбуждения ТЭД при движении тепловоза в зоне переходов.

2.6.4. Опытные тяговые характеристики тепловозов с электрической передачей

Опытные тяговые характеристики тепловозов с электрической передачей получают на основании результатов тягово-теплотехнических и эксплуатационных испытаний локомотивов на Экспериментальном кольце ВНИИЖТа, специализированном железнодорожном участке Белореченская — Майкоп Северо-Кавказской железной дороги и опытных поездов с поездами различного веса по сети железных дорог. Опытные тяговые характеристики эксплуатируемых серий тепловозов с электрической передачей приведены в приложении 5 ПТР и справочной литературе [9]. Тяговые расчеты для магистральных железных дорог, как правило, проводят исключительно с использованием опытных тяговых характеристик локомотивов.

На эксплуатируемых сериях тепловозов с электрической передачей регулирование (управление) основных параметров движения — касательной силы тяги F_k и скорости V осуществляется двумя способами: изменением частоты вращения коленчатого дизеля и автоматическим переключением ступеней ослабления магнитного потока тяговых электродвигателей.

При первом способе машинист, меняя положение рукоятки контроллера машиниста, воздействует на степень затяжки пружины объединенного регулятора дизеля тепловоза и изменяет величину удельного эффективного расхода топлива в цилиндрах g_e . Пропорционально величине g_e происходит изменение частоты вращения коленчатого вала n_e и эффективной мощности N_e дизеля (см. формулу 2.9). Соответственно изменяются частота вращения якоря тягового генератора, подводимое к тяговым электродвигателям тепловоза напряжение U_r , значения силы тяги и скорости движения тепловоза с электрической передачей (см. формулу 2.22).

Опытные тяговые характеристики $F_k = f(V)$ тепловоза с электрической передачей представляют собой семейство кривых $F_k = f(V)$, число которых равно числу позиций рукоятки контроллера машиниста.

Автоматическое регулирование параметров движения (F_k , V) тепловоза с электрической передачей по закону, соответствующему виду гиперболической кривой, обеспечивается двухступенчатой системой ослабления магнитного потока Φ возбуждения тяговых электродвигателей.

Переключение ступеней ослабления магнитного потока Φ (ПП–ОП1–ОП2) производится в автоматическом режиме при определенных для каждой серии тепловоза скоростях движения (см. таблицу 2.1). Соответственно различают скорости прямых (при росте скорости) $V_{\text{ПП–ОП1}}$ и $V_{\text{ОП1–ОП2}}$ и обратных (при снижении скорости) $V_{\text{ОП2–ОП1}}$ и $V_{\text{ОП1–ПП}}$ переключений (переходов) ступеней ослабления магнитного потока. Подобная двухступенчатая система автоматического регулирования параметров движения тепловоза позволяет втрое использовать внешнюю характеристику тягового генератора и обеспечивать изменение касательной силы тяги в функции скорости примерно по гиперболической кривой. Тяговая характеристика тепловоза с электрической

Таблица 2.1

Характерные скорости тяговых характеристик тепловозов с электрическими передачами

Серия тепловоза	Скорость выхода на авторежим V^* , км/ч	Расчетная скорость V_p , км/ч	Скорости переключения ступеней, км/ч				Конструкционная скорость V_k , км/ч
			$V_{\text{ПП–ОП1}}$	$V_{\text{ОП1–ПП}}$	$V_{\text{ОП1–ОП2}}$	$V_{\text{ОП2–ОП1}}$	
ТЭ3	13,0	20,5	29,5	24,0	51,5	35,5	100
М62, 2М62У	11,5	20	33,5	29,0	61	43,5	100
2ТЭ10Л	22,0	23,4	38,0	27,5	62,5	43,0	100
2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 2ТЭ10У, 3ТЭ10М	17,5	23,4	38,0	27,5	62,5	43,0	100
2ТЭ116	19,5	24,2	43,5	32,0	58,5	46,0	100
2ТЭ121	26,6	26,9	45,0	42,0	57,0	53,0	100
ТЭП10	22,0	35,0	55,5	41,5	80,5	62,0	140
ТЭП60	26,0	47,0	71,5	59	118	105	160
ТЭП70	23,0	48,3	77,0	51,5	105	72	160
ТЭП80	32,0	50,0	77,0	51,5	105	72	160
ТЭМ2	7,1	11,0	20,0	13,0	29,0	22,0	100
ТЭМ7	6,0	10,5	25,0	16,2	41,5	34,0	100
ЧМЭ3	9,3	11,4	18,0	16,0	32,0	28,0	95

передачей на каждой позиции рукоятки контроллера машиниста состоит из трех кривых $F_k = f(V)$, соответствующих полному полю возбуждения (ПП), первой ступени ослабления поля (ОП1) и второй (ОП2).

На рис. 2.21 представлены опытные тяговые характеристики грузового тепловоза 2ТЭ121. Эти характеристики представляют семейство кривых $F_k = f(V)$ для 15 позиций рукоятки контроллера машиниста. Каждому положению рукоятки контроллера машиниста (ПК) соответствует фиксированное значение частоты вращения коленчатого вала дизеля 2А-5Д49 от 350 об/мин на ПК1 до 1000 об/мин на ПК15, когда дизель каждой секции работает с номинальной мощностью 2200 кВт. Таким образом, прирост оборотов коленчатого вала дизеля 2А-5Д49 при перемещении рукоятки контроллера машиниста тепловозов 2ТЭ121 на одно положение составляет примерно 43 об/мин.

На рис. 2.21 также показаны ограничения тяговых возможностей тепловоза 2ТЭ121 (ПК15): по силе сцепления колес с рельсами — кривая $a-b$; по мощности дизеля — кривая $b-c$; максимальной (конструкционной) скорости движения — кривая $c-d$ и характерные скорости этой серии тепловозов: V^* — скорость выхода на автоматическое регулирование параметров движения; V_p — расчетная скорость движения (скорость длительного режима); точки 1, 2, 3, 4 на тяговой характеристике соответствуют скоростям прямого ($V_{\text{ПП-ОП1}}$, $V_{\text{ОП1-ОП2}}$) и обратного ($V_{\text{ОП2-ОП1}}$, $V_{\text{ОП1-ПП}}$) переключений ступеней ослабления магнитного потока и тока возбуждения ТЭД. При повышении скорости движения тепловоза включаются реле прямых переходов (переключений), при понижении — обратные.

Одним из важнейших показателей тяговой характеристики локомотива является его расчетная скорость движения V_p . В таблице 2.1 представлены значения величины V_p основных серий отечественных тепловозов.

Расчетная скорость — минимально допустимая по условиям обеспечения заданной надежности работы силового оборудования тепловоза с электрической передачей равномерная (равновесная) скорость движения, которая достигается при ведении поезда расчетного (критического) веса по наиболее трудному для преодоления элементу профиля. Такие элементы профиля для конкретных участков обращения локомотивов называют **расчетные** или **руководящие** подъемы.

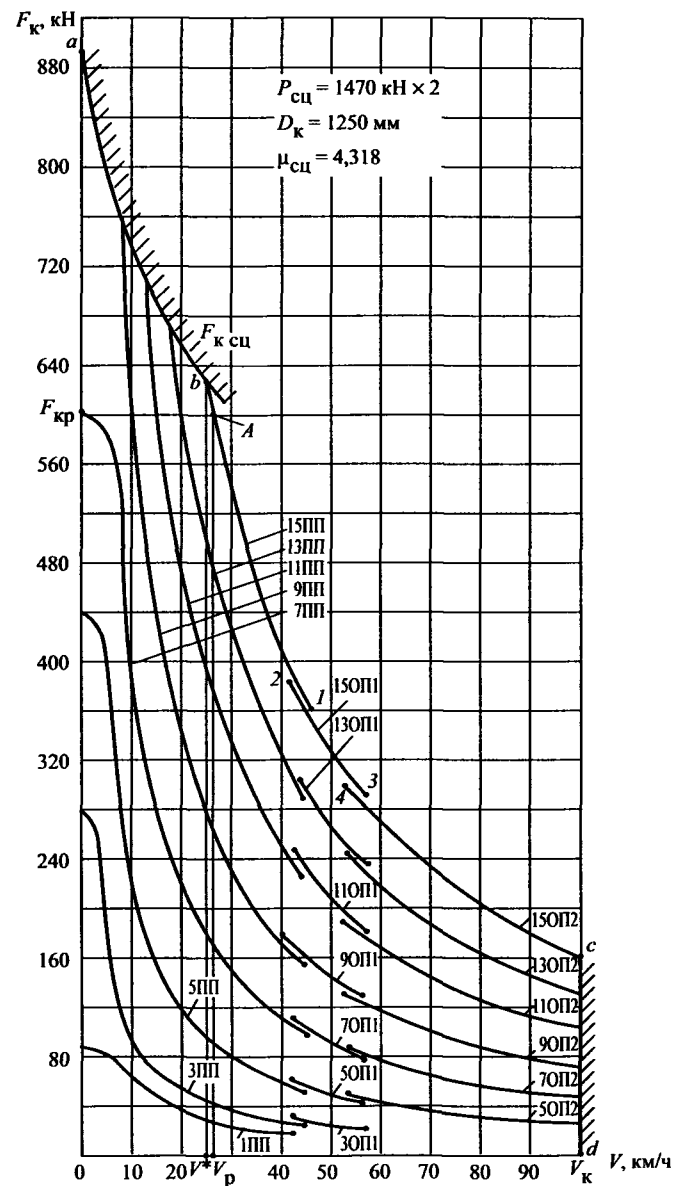


Рис. 2.21. Тяговые характеристики грузового тепловоза 2ТЭ121

Режим работы тепловоза при расчетных значениях скорости V_p и силы тяги $F_{кр}$ (точка «А» на рис. 2.21) также называют расчетным. Величины $F_{кр}$ и V_p для конкретной серии тепловозов устанавливают опытным путем по результатам эксплуатационных испытаний локомотивов.

Снижение значения расчетной скорости грузовых тепловозов — один из важных резервов повышения эксплуатационной эффективности тепловозной тяги. Так как тяговая характеристика тепловоза имеет вид гиперболической кривой, снижение величины V_p локомотива позволит увеличить весовые нормы грузовых поездов при той же мощности силовой установки тепловоза. С другой стороны, выбор расчетной скорости в зоне ограничения силы тяги по условиям сцепления колес с рельсами (например, на кривой $a-b$ рис. 2.20) приведет к снижению *устойчивости* работы тепловоза в зоне возможного боксования. Также при снижении величины V_p возрастают токовые и температурные нагрузки на тяговые электрические машины тепловоза, что потребует применения в них более высоких классов изоляции (например, «Н») для обеспечения заданной эксплуатационной надежности.

Обычно расчетный режим работы тепловоза с электрической передачей находится на ограничении его тяговой характеристики по мощности дизеля при полном магнитном поле тяговых электродвигателей (кривая $b-v$ на рис. 2.20).

На рис. 2.22 представлена опытная тяговая характеристика пассажирского тепловоза ТЭП80 при работе на 15-й позиции рукоятки контроллера машиниста. Восьмиосный тепловоз ТЭП80 (колесная осевая формула 4_0-4_0) имеет сцепной вес 1800 кН и предназначен для работы на скоростных магистралях с пассажирскими поездами, число вагонов в которых может достигать 26–30. Расчетная скорость этой серии $V_p = 50$ км/ч, а конструкционная — $V_k = 160$ км/ч; расчетная сила тяги — $F_{кр} = 246,8$ кН. Силовая установка тепловоза ТЭП80 состоит из дизеля 20ЧН26/26 мощностью 4400 кВт (ПК15), синхронного генератора переменного тока ГС-519У2 с частотой питающего напряжения 133 Гц и двух выпрямительных установок В-ТППД-4К-1000. На тепловозе применены тяговые электродвигатели ЭД121В с последовательной системой возбуждения и электрический реостатный тормоз мощностью 4000 кВт. Возбуждение тяговых электродвигателей ЭД121В при работе в режиме электрического торможения осуществляется от тягового генератора.

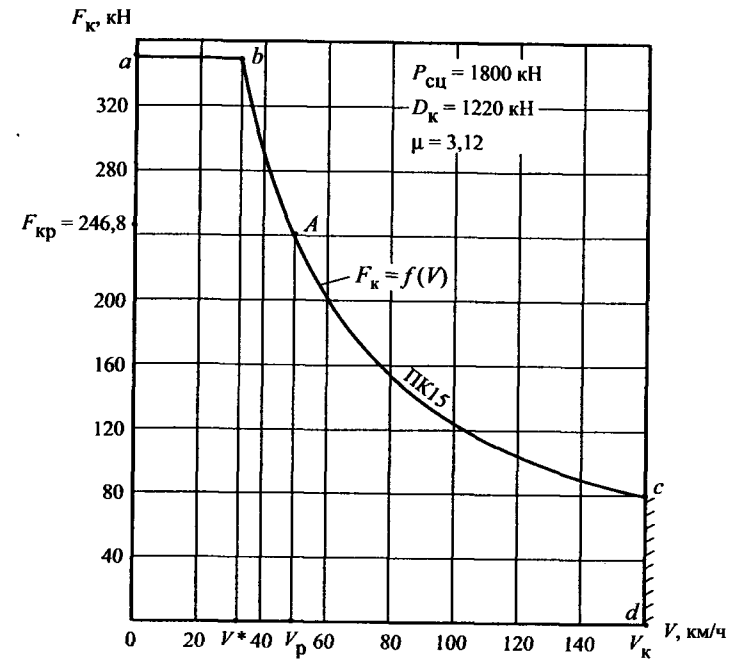


Рис. 2.22. Тяговая характеристика пассажирского тепловоза ТЭП80

Восьмиосный тепловоз ТЭМ7 мощностью 1470 кВт с электрической передачей переменного-постоянного тока предназначен для выполнения тяжелой маневрово-вывозной и горочной работы на крупных железнодорожных станциях с составами весом до 60 000 кН. Тяговые характеристики тепловоза ТЭМ7 приведены на рис. 2.23. Полная мощность дизеля 12ЧН26/26 тепловоза ТЭМ7 используется лишь до скорости 85 км/ч, что обусловлено наличием ограничения по возбуждению синхронного тягового генератора ГС-515.

На рис. 2.23 также показаны ограничения тяговой характеристики тепловоза ТЭМ7 (ПК8): по силе сцепления колес с рельсами — кривая $a-b$; по мощности дизеля — кривая $b-c$; по максимальной скорости движения — кривая $c-d$. Точка А на характеристике $F_к = f(V)$ соответствует расчетному режиму работы тепловоза, при котором расчетная сила тяги этого тепловоза $F_{кр} = 344$ кН при расчетной скорости 10,5 км/ч.

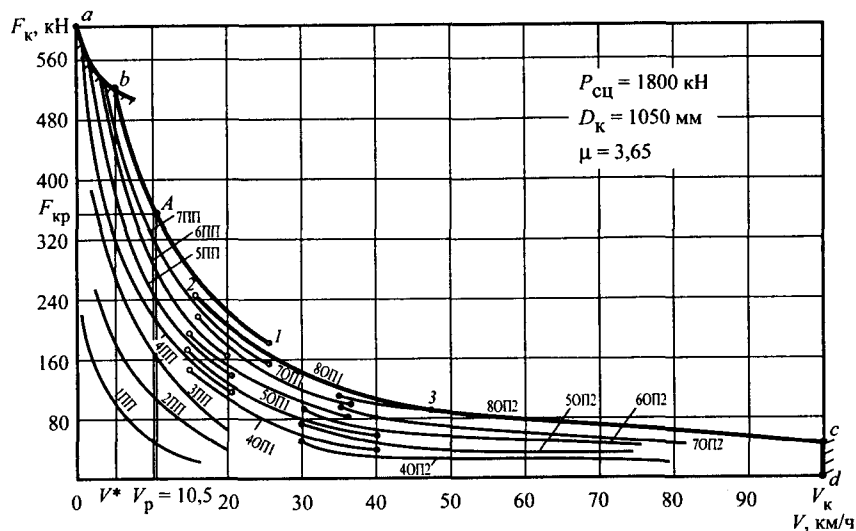


Рис. 2.23. Тяговые характеристики тепловоза ТЭМ7

2.6.5. Опыт создания тепловозов с электрической передачей переменного тока

Электрические передачи переменного тока состоят из тягового синхронного генератора переменного тока СГ, статического преобразователя частоты СПЧ и асинхронных короткозамкнутых тяговых электродвигателей АТД переменного тока. Такие передачи применены на опытных тепловозах ВМЭ1, ТЭ120, ТЭМ21. Асинхронные короткозамкнутые двигатели имеют заметные преимущества перед электрическими машинами постоянного тока (простота устройства, эксплуатационная надежность, высокая удельная мощность, жесткая естественная характеристика, уменьшение расхода меди, снижение затрат на обслуживание и ремонт и другие), что делает передачу переменного тока достаточно перспективной для применения на тепловозах. Очевидна эффективность применения таких передач на маневровых тепловозах. В этом случае можно строить четырехосные маневровые локомотивы с электрической передачей с приемлемыми нагрузками от оси на рельсы и обладающими высокими тяговыми качествами. При этом упро-

щается система полной автоматизации управления работой такого локомотива.

Применение на отечественных тепловозах передач переменного тока сдерживалось отсутствием надежных и экономичных статических преобразователей частоты переменного тока, состоящих из выпрямительной установки и инвертора. Естественная жесткость характеристик АТД приводит к тому, что при изменении внешних нагрузок в широких пределах частота их вращения $n_{\text{АТД}}$ в рабочем диапазоне почти не изменяется. Изменение величины $n_{\text{АТД}}$ нерегулируемого электродвигателя зависит от скольжения ротора и составляет примерно 1—2%.

Частота вращения ротора асинхронного тягового электродвигателя тепловоза, мин^{-1} , определяется выражением

$$n_{\text{АТД}} = \frac{60(f_1 - f_p)}{p}, \quad (2.24)$$

где p — число пар полюсов; f_1 — частота питающего напряжения U_r , Гц; f_p — частота скольжения ротора, Гц.

Скольжением ротора S асинхронного двигателя называют разность между частотой вращения магнитного поля статора n_1 и частотой вращения ротора $n_{\text{АТД}}$, отнесенную к величине n_1 :

$$S = (n_1 - n_{\text{АТД}}) / n_1. \quad (2.25)$$

Частота скольжения f_p и частота вращения ротора $n_{\text{АТД}}$ (или магнитного поля статора), связаны выражением

$$f_p = n_{\text{АТД}} p / 60. \quad (2.26)$$

С учетом (2.26) выражение (2.25) примет вид

$$S = (f_1 - f_p) / f_1.$$

Разность $f_1 - f_p = f_2$ также называют частотой скольжения ротора.

Величина скольжения ротора $S_{\text{АТД}}$ меняется от $S = 1$ при неподвижном роторе до $S = 0$ при синхронном режиме его работы.

Из формулы (2.24) следует, что регулировать частоту вращения ротора асинхронного тягового электродвигателя переменного тока можно изменением числа пар полюсов p или частоты питающего напряжения f_1 . Второй способ регулирования электродвига-

теля переменного тока, то есть регулированием питающего напряжения f_1 , оказался более простым и эффективным для целей локомотивной тяги и нашел практическое применение на опытных тепловозах.

Для устойчивой работы асинхронного короткозамкнутого двигателя в качестве привода транспортного средства необходимо осуществлять одновременное изменение ряда параметров питающего тока. Оптимальное соотношение этих параметров тока впервые было найдено академиком М.П. Костенко [16] и представлено в виде следующего равенства

$$\frac{U_{Д1}}{U_{Дном}} = \frac{f_1}{f_{ном}} \sqrt{\frac{M_{Д1}}{M_{Дном}}}, \quad (2.27)$$

где $U_{Д1}$ и $U_{Дном}$ — действительное и номинальное напряжение АД, В; f_1 и $f_{ном}$ — действительная и номинальная частоты питающего напряжения, Гц; $M_{Д1}$ и $M_{Дном}$ — действительное и номинальное значение вращающего момента на роторе АД, Н·м.

Как следует из выражения (2.27), оптимальный режим работы асинхронного тягового электродвигателя определяется соотношением трех его параметров: напряжения $U_{Д1}$, его частоты f_1 и величины вращающего момента $M_{Д1}$. Такой режим работы АД соответствует режиму постоянной мощности, что обеспечивает наилучшие значения к.п.д. передачи и тепловоза в целом.

Для регулирования частоты вращения ротора АД на опытных отечественных тепловозах переменного тока используют статические преобразователи частоты, состоящие из выпрямительной установки и автономного инвертора тока.

Электрическая передача переменного тока маневрового тепловоза ТЭМ21, построенного на Брянском машиностроительном заводе, состоит (рис. 2.24) из синхронного тягового генератора переменного тока, двух статических преобразователей частоты и четырех асинхронных тяговых электродвигателей ДАТ-305. Синхронный тяговый генератор ГСТ 1050-1000, имеющий три трехфазные обмотки (две тяговые и третья — для питания электроприводов вспомогательных машин), с помощью полужесткой муфты соединен с коленчатым валом дизеля 2-6Д49 мощностью 1100 кВт (1500 л.с.). Каждый из статических пре-

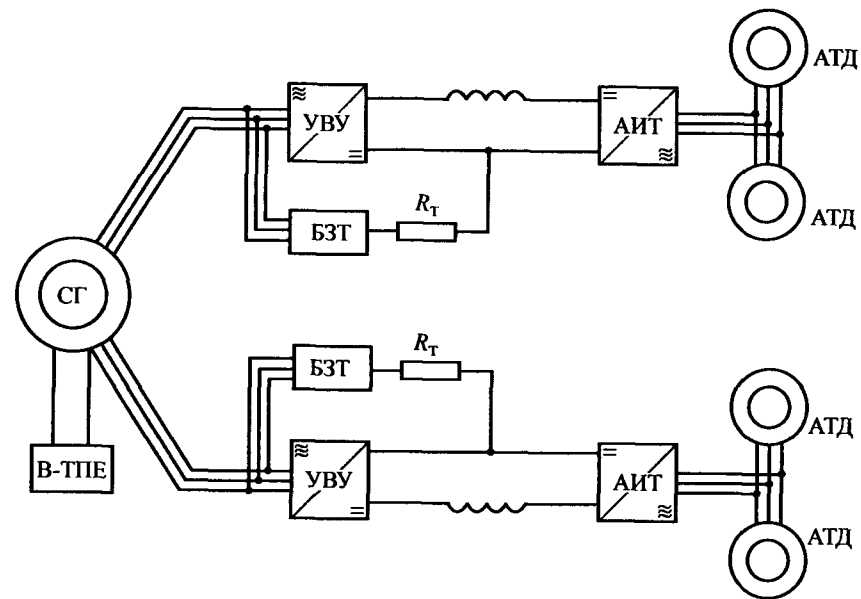


Рис. 2.24. Принципиальная схема электрической передачи переменного тока тепловоза ТЭМ21: СГ — синхронный тяговый генератор; УВУ — управляемая выпрямительная установка; АИТ — автономный инвертор тока; БЗТ — блок запирающих (тормозных) тиристоров; В-ТПЕ — управляемый вентиль цепи возбуждения СГ; R_t — сопротивление тормозных резисторов; АТД — асинхронный тяговый электродвигатель

образователей частоты СПЧ состоит из трехфазной управляемой выпрямительной установки УВУ и автономного инвертора тока АИТ и предназначен для регулирования частоты и амплитуды питающего напряжения $U_{АТД}$ асинхронных тяговых электродвигателей. Асинхронные тяговые электродвигатели АТД попарно подключены к статическим преобразователям. Реверсирование АТД осуществляется изменением последовательности чередования фаз питающего тока. Питание обмотки возбуждения синхронного генератора переменного тока производится от вспомогательной обмотки СГ через управляемый выпрямитель В-ТПЕ. Система возбуждения СГ функционирует по принципу прямого самовозбуждения с начальным подвозбуждением от источника постоянного тока.

В качестве приводов вспомогательных машин и механизмов тепловоза ТЭМ21 применены электродвигатели переменного тока. На тепловозе ТЭМ21 установлена система электрического реостатного торможения, которая является вспомогательным тормозом локомотива. Для управления значением тормозной силы локомотива при электрическом торможении используется блок тормозных (запирающих) тиристоров (БЗТ), с помощью которого обеспечивается заданное переключение групп тормозных резисторов R_T при торможении и в режиме нагружения дизеля с помощью реостата.

Тепловоз ТЭМ21 оборудован бортовой микропроцессорной системой управления, контроля и диагностики, которая обеспечивает автоматическое управление работой локомотива в тяговом и тормозном режимах. Расчетная касательная сила тяги, реализуемая четырехосным тепловозом со сцепным весом 920 кН при расчетной скорости $V_p = 9,15$ км/ч, составляет $F_{кр} = 300$ кН. Максимальная сила тяги в момент трогания с места при коэффициенте сцепления $\psi_k = 0,385 - F_{кmax} = 319,7$ кН. Таким образом, опытный четырехосный тепловоз ТЭМ21 с электрической передачей переменного тока по тяговым свойствам заметно превосходит серийные шестиосные маневровые тепловозы ТЭМ2, ТЭМ6 с передачей постоянного тока.

2.7. Тяговые характеристики тепловозов с гидравлической и механической передачей

2.7.1. Тяговые характеристики тепловозов с гидравлической передачей

Вид тяговой характеристики $F_k = f(V)$ тепловоза с гидравлической передачей при установившемся режиме работы дизеля ($n_{еном} = const$) определяется характером изменения вращающих моментов M_T на турбинных колесах гидроаппаратов, последовательно включаемых в работу. Гидродинамические передачи тепловозов состоят из двух или из трех гидроаппаратов: гидротрансформаторов (ГДТ) и гидромуфт (ГМ). В последние годы наибольшее распространение на тепловозах получили двухтрансформаторные гидропередачи. На тепловозах малой мощности (до 300 кВт) и рельсовых автобусах на маршевых ступенях гидропередач часто применяют гидромуфты. Например, гидропередача

ГМ23В тепловоза ТГМ23В скомпонована по схеме ГДТ + ГМ + ГМ. Включение или выключение тягового режима работы ГДТ и ГМ осуществляется путем наполнения или опорожнения круга циркуляции соответствующего аппарата. Учитывая, что насосные колеса всех ГДТ и ГМ передачи кинематически связаны с коленчатым валом дизеля, а турбинные колеса — с колесными парами тепловоза, характеристики работающего гидроаппарата передачи существенным образом влияют на параметры движения и тяговую характеристику тепловоза.

На первой (пусковой) ступени скорости передачи тепловоза применяют лишь ГДТ, на второй и третьей ступенях — как ГДТ, так и ГМ.

Графическое изображение изменения вращающих моментов на насосном M_H и турбинном M_T валах, а также к.п.д. гидроаппаратов в зависимости от частоты вращения турбинного вала n_T (или передаточного отношения $i = n_T/n_H$) при номинальном режиме работы дизеля $n_{еном} = const$ и постоянной вязкости рабочей жидкости называется *внешней универсальной характеристикой* гидроаппарата (ГДТ и ГМ). Обычно внешняя универсальная характеристика гидроаппарата соответствует максимальной позиции рукоятки контроллера машиниста. Универсальные характеристики ГДТ и ГМ для промежуточных позиций контроллера машиниста называются *частичными*. Универсальные характеристики ГДТ и ГМ получают при стендовых испытаниях, а также расчетным путем. На рис. 2.25 приведены внешние универсальные характеристики тепловозных ГДТ (а) и ГМ (б).

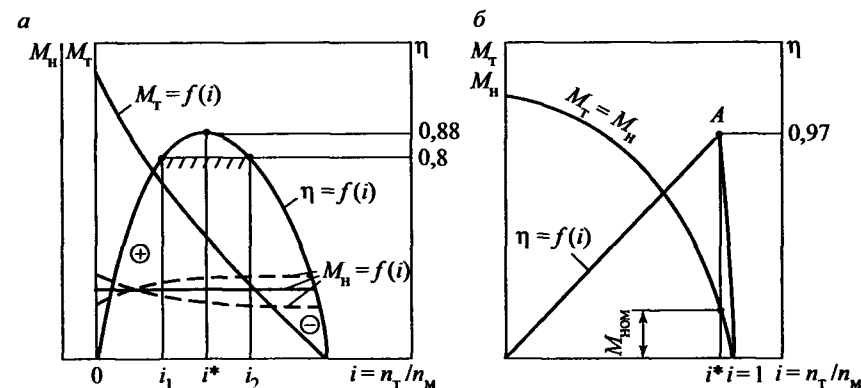


Рис. 2.25. Внешние универсальные характеристики тепловозных гидротрансформаторов (а) и гидромуфт (б)

Как следует из рис. 2.25, *a*, гидротрансформатор по своим характеристикам почти идеально подходит для передачи энергии от коленчатого вала дизеля к колесным парам тепловоза. Вращающий момент на насосном колесе ГДТ практически постоянен и не зависит от частоты вращения и нагрузки на турбинное колесо. В реальных тепловозных ГДТ имеются определенные отклонения этого параметра (пунктирные линии на рис. 2.25, *a*), которые свидетельствуют о возможности недогрузки или перегрузки дизеля гидротрансформатором.

Вращающий момент на турбинном колесе M_T изменяется плавно, примерно по закону гиперболической линии, от наибольшего значения при режиме трогания тепловоза с места ($i = 0$) до пересечения с осью абсцисс. Плавное (бесступенчатое) изменение величины M_T происходит благодаря наличию в круге циркуляции ГДТ неподвижного лопастного колеса-реактора.

Вращающий момент на турбинном колесе M_T для гидротрансформатора, Н · м:

$$M_T = M_H \pm M_P,$$

где M_H — вращающий момент на насосном колесе, Н · м; M_P — вращающий момент на реакторе, Н · м.

На рис. 2.25, *a* знаками «+» и «-» отмечены диапазоны работы ГДТ, в которых вращающий момент на реакторе M_P положителен или отрицателен.

Отношение вращающих моментов на турбинном и насосном колесах называют коэффициентом трансформации K . В момент трогания тепловоза с места величина K_0 для тепловозных ГДТ достигает 8—9.

Кривая к.п.д. ГДТ имеет вид параболы с вершиной, соответствующей расчетному режиму работы с наибольшей экономичностью. Характер этой кривой определяется природой потерь энергии на удар и на трение рабочей жидкости в круге циркуляции ГДТ.

На рис. 2.25, *b* показаны характеристики гидравлической муфты: M_H , M_T и к.п.д. $\eta_{ГМ}$ в зависимости от передаточного отношения i . Вид кривой моментов $M_T = M_H$ свидетельствует о высокой способности гидромуфты к перегрузке двигателя даже при незначительном снижении частоты вращения турбины. Зависимость к.п.д. гидромуфты от передаточного отношения формируется в соответствии с уравнением прямой линии, проходящей через начало координат, т.е. равен-

ством $\eta_{ГМ} = i$. Передачу номинального вращающего момента рассчитывают для режима с наибольшим значением к.п.д. гидромуфты.

Из характеристик гидромуфты, представленных на рис. 2.25, *b*, следует, что эти гидроаппараты являются высокоэкономичными, однако они практически непригодны для использования на тех режимах работы локомотива, когда требуются значительные тяговые усилия и их изменения.

Из характеристик гидротрансформатора и гидромуфты также видно, что их экономически выгодное использование в передаче ограничено сравнительно узким диапазоном изменения передаточного отношения или скорости движения локомотива. Так, один гидротрансформатор при к.п.д. $\eta \geq 80\%$ позволяет получить изменение скорости движения примерно в 2 раза. Диапазон экономичной работы гидромуфты еще меньше.

Это обстоятельство является недостатком ГДТ и ГМ и приводит к тому, что на тепловозах применяют многоциркуляционные передачи, обеспечивающие полное использование мощности дизеля во всем скоростном диапазоне работы тепловоза. В среднем один гидроаппарат обеспечивает экономичную работу силовой установки тепловоза в диапазоне скорости $\Delta V = 20-30$ км/ч.

Выбор гидроаппаратов для совместной (последовательной) работы в проектной гидропередаче тепловоза осуществляется путем совмещения экономических $\eta = f(i)$ и нагрузочных $\gamma\lambda = f(i)$ характеристик ГДТ и ГМ из условия, что к.п.д. передачи в скоростном диапазоне работы не снизится ниже 80% (рис. 2.26). Предпочтительно, чтобы энергоемкости $\gamma\lambda$ двух последовательно работающих в передаче ГДТ были достаточно близкими по значению друг к другу в момент переключения скорости тепловоза. Этим предотвращается просадка частоты вращения вала дизеля и некоторая потеря силы тяги тепловоза в момент перехода с одного ГДТ на другой.

Для оценки тяговых качеств проектируемого тепловоза с гидропередачей необходимо рассчитать и построить предварительную его тяговую характеристику. При этом необходимо иметь: приведенные характеристики ГДТ и ГМ передачи; точки или зоны совместной работы дизеля и ГДТ или ГМ; кинематическую схему проектной ГДП; значения передаточных чисел зубчатых зацеплений механической трансмиссии передачи.

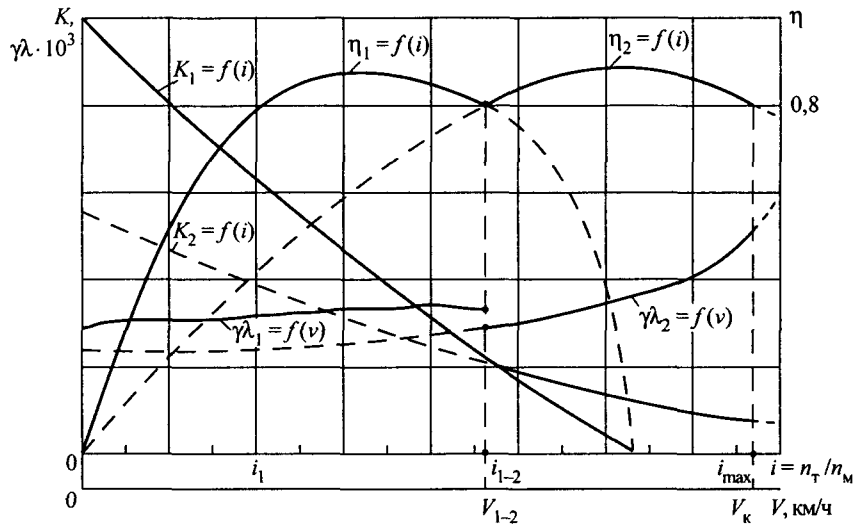


Рис. 2.26. Совмещение характеристик двух гидротрансформаторов гидропередачи тепловоза

Приведенные (безразмерные) характеристики ГДТ представляют собой зависимости коэффициента трансформации момента K , энергоемкости $\gamma\lambda$ и к.п.д. η от передаточного отношения i . Такие характеристики получают на основе универсальных характеристик ГДТ и ГМ с использованием следующих зависимостей:

– коэффициент трансформации ГДТ:

$$K = M_T / M_H;$$

– энергоемкость:

$$\gamma\lambda = \frac{M_H}{n_H^2 D_a^5} \cdot 10^3,$$

где D_a — активный диаметр, м; n_H — частота вращения насосного вала, мин^{-1} ; M_H — вращающий момент на насосном колесе, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

– передаточное отношение:

$$i = n_T / n_H,$$

где n_T — частота вращения турбинного вала, мин^{-1} ;

– к.п.д.:

$$\eta = \frac{M_T n_T}{M_H n_H}.$$

Точки совместной работы дизеля и гидротрансформатора или гидромукфы на тепловозе получают согласованием их характеристик. Дизель в сочетании с гидропередачей представляет собой новую единую систему дизель-гидравлическую установку, имеющую новые характеристики.

Равновесное состояние этой единой системы определяется энергетическим балансом

$$N_{e \text{ ном}} (1 - \beta) \eta_{\text{пр}} = N_H,$$

где $N_{e \text{ ном}}$ — мощность дизеля на номинальном режиме, кВт; N_H — мощность, подводимая к насосному колесу гидропередачи, кВт; β — доля затрат мощности дизеля на привод вспомогательных механизмов тепловоза:

$$\beta = \Sigma N_{\text{всп}} / N_e,$$

где $\Sigma N_{\text{всп}}$ — суммарные затраты мощности дизеля на привод вспомогательных механизмов тепловоза, кВт.

Учитывая, что механическая мощность $N = \omega M \equiv nM$, получим

$$M_e n_e (1 - \beta) \eta_{\text{пр}} = M_H n_H, \tag{2.28}$$

где $\eta_{\text{пр}}$ — к.п.д. повышающего редуктора.

Из уравнения (2.28) определим величину вращающего момента насосного колеса ГДТ $M_{\text{не}}$ ($\text{Н} \cdot \text{м}$), приведенного к валу дизеля

$$M_{\text{не}} = M_e \frac{1}{U_{\text{пр}} \eta_{\text{пр}}}, \tag{2.29}$$

где $U_{\text{пр}}$ — передаточное число повышающего редуктора, $U_{\text{пр}} = n_e / n_H$; M_H — вращающий момент на насосном валу, $\text{Н} \cdot \text{м}$:

$$M_H = \gamma\lambda \cdot 10^{-3} D_a^5 n_H^2. \tag{2.30}$$

Подставляя (2.30) в уравнение (2.29), окончательно получим, Н · м:

$$M_{не} = \frac{\gamma \lambda 10^{-3} D_a^5 n_n^2}{U_{пр}^3 \eta_{пр}}. \quad (2.31)$$

На рис. 2.27 показано совмещение характеристик дизеля $M_e(1-\beta) = f(n_e)$ и «непрозрачного» гидротрансформатора $M_{не} = f(n_e)$, энергоемкость которого не зависит от скорости движения тепловоза. Пересечение характеристики ГДТ $M_{не} = f(n_e)$ со скоростной характеристикой дизеля и дает режим их совместной работы на тепловозе (точка «С» на рис. 2.27). Если полученная точка «С» совместной работы дизеля и передачи не удовлетворяет заданным условиям и ее нужно перенести, например, в точку «С'», это можно сделать за счет изменения величины D_a или передаточного числа $U_{пр}$ повышающего редуктора. Например, при увеличении активного диаметра D_a парабола нагружения $M_{не} = f(n_e)$ пойдет круче, а при уменьшении D_a более полого и наоборот, при увеличении $U_{пр}$ парабола нагружения переместится вправо, а при уменьшении $U_{пр}$ — влево. Обычно на тепловозах регулируют величину передаточного числа повышающего редуктора и тем самым обеспечивают работу дизель-гидравлической установки при номинальном (самом экономичном) режиме.

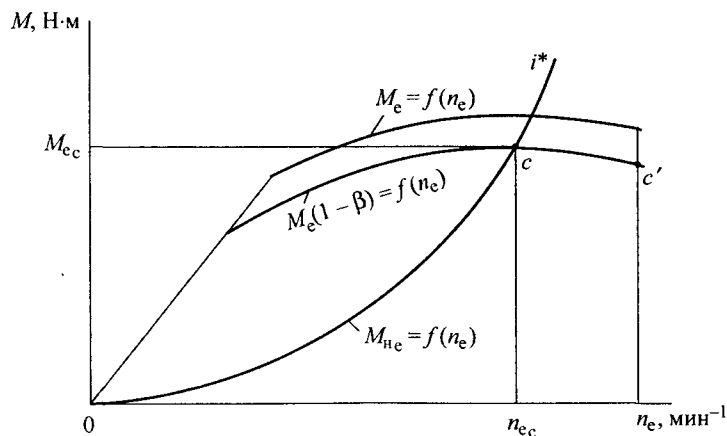


Рис. 2.27. Совмещение характеристик дизеля и «непрозрачного» гидротрансформатора

Согласование характеристик дизеля и «прозрачного» ГДТ, у которого энергоемкость $\gamma \lambda \neq \text{const}$, так же производится с использованием формулы (2.31). Разница состоит в том, что энергоемкость «прозрачного» ГДТ зависит от передаточного отношения ГДТ (т.е. скорости движения тепловоза). Следовательно, для каждого значения i существует свое значение $\gamma \lambda$ и своя парабола нагружения $M_{не} = f(n_e)$. В качестве примера на рис. 2.28 показано совмещение характеристик дизеля и ГДТ, имеющего прямую прозрачность. Если полученная зона (не точка!) $a-d$ не удовлетворяет условиям совместной работы, нужно также изменить D_a или $U_{пр}$. Согласование характеристик гидромфты и дизеля (рис. 2.29) производится тем же методом, что и «прозрачного» гидротрансформатора.

Текущие значения касательной силы тяги F_k локомотива при работе на i -м гидроаппарате, Н:

$$F_{ki} = C_7 \frac{M_{ei}}{i_{га}} \eta_{га i} U_{мех i}, \quad (2.32)$$

где M_{ei} — вращающий момент на валу дизеля, соответствующий точкам совместной работы дизеля и i -го гидроаппарата, Н · м; $i_{га}$ — текущее значение передаточного отношения гидроаппарата в диапа-

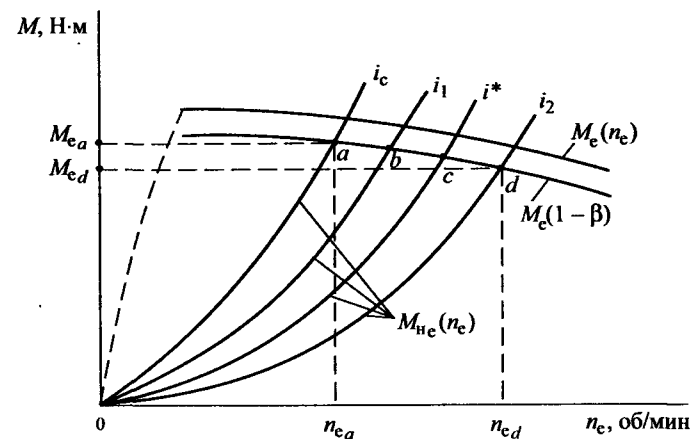


Рис. 2.28. Совмещение характеристик дизеля и «прозрачного» гидротрансформатора

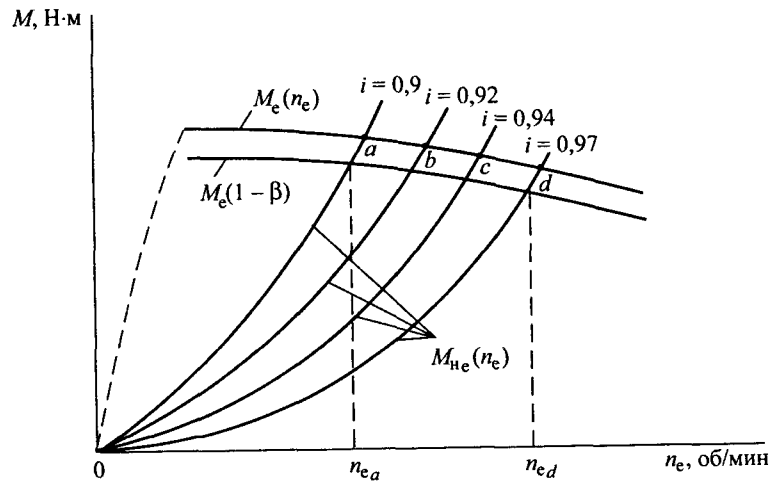


Рис. 2.29. Совмещение характеристик дизеля и гидромuffты

зоне его работы; $\eta_{гаi}$ — текущее значение к.п.д. i -го гидроаппарата, определяется по характеристике $\eta_{гаi} = f(i)$; $U_{мехi}$ — передаточное число механической трансмиссии передачи при работе на i -м гидроаппарате.

В общем случае передаточное число $U_{мехi}$ механической трансмиссии тепловоза можно определить из выражения

$$U_{мехi} = U_{ci} U_{pp} U_p U_{op},$$

где U_{ci} — передаточное число силовых зубчатых колес, входящих в зацепление при работе i -го гидроаппарата; U_{pp} — передаточное число реверс-редуктора; U_p — передаточное число режимного редуктора, обеспечивающего работу тепловоза в маневровом или поездном режимах; U_{op} — передаточное число осевого редуктора; C_7 — коэффициент, учитывающий постоянные члены уравнения (2.32):

$$C_7 = \frac{2U_{пр}}{D_k} \eta_{ц}^{z1} \eta_{к}^{z2} \eta_{кп},$$

где $\eta_{ц}^{z1}$ — общий к.п.д. цилиндрических зубчатых колес, входящих в передачу при числе зацеплений $z1$; $\eta_{к}^{z2}$ — общий к.п.д. кониче-

ских зубчатых колес, входящих в передачу при числе зацеплений $z2$; $\eta_{кп}$ — общий к.п.д. всех карданных приводов колесных пар.

Текущие значения скорости V_i движения локомотива при работе на i -м гидроаппарате, км/ч:

$$V_i = 0,188 \frac{D_k n_{ei}}{U_{пр} U_{мехi}}, \quad (2.33)$$

где n_{ei} — частота вращения коленчатого вала дизеля, соответствующая точкам совместной работы дизеля и i -го гидроаппарата, мин^{-1} .

К.п.д. проектной гидропередачи

$$\eta_{ГДП} = \eta_{гаi} \eta_{ц}^{z1} \eta_{к}^{z2} \eta_{кп}.$$

К.п.д. локомотива с проектной гидропередачей

$$\eta_T = \eta_e \eta_{ГДП} (1 - \beta),$$

где η_e — эффективный к.п.д. дизеля

$$\eta_e = 3600 / Q_H g_e,$$

где Q_H — теплота сгорания 1 кг дизельного топлива, кДж, $Q_H = 42\,700$ кДж; g_e — удельный эффективный расход топлива дизелем тепловоза, кг/кВт·ч.

В качестве примера на рис. 2.30, а приведена расчетная тяговая характеристика тепловоза с двухтрансформаторной гидравлической передачей. Для избежания ложного срабатывания системы автоматического управления работой гидравлической передачи скорости прямого (V_{1-2}) и обратного (V_{2-1}) переключений с одного ГДТ на другой должны отличаться на 5–7 км/ч. Зависимость касательной мощности N_k тепловоза с двухтрансформаторной гидравлической передачей от скорости движения показана на рис. 2.30, б.

Определение касательной мощности N_{ki} тепловоза проводилось по следующей формуле, кВт:

$$N_{ki} = F_{ki} V_i / 3600.$$

Из рис. 2.30 следует, что гидравлическая передача в целом обеспечивает достаточно полное использование мощности дизеля во всем рабочем диапазоне изменения скоростей движения тепловоза ($V^* - V_k$).

2.7.2. Опытные тяговые характеристики тепловозов с гидравлической передачей

Область рационального и перспективного применения гидравлических передач как в России, так и за рубежом определилась преимущественно на промышленных и маневровых тепловозах, газотурбинных и дизельных поездах, рельсовых автобусах, путевых машинах, а также на легких четырехосных магистральных тепловозах и универсальных тепловозах для железных дорог, на которых затруднено применение тепловозов с электрическими передачами по весогабаритным или климатическим условиям. Например, на Сахалинской железной дороге с шириной колеи 1067 мм эксплуатируются магистральные тепловозы ТГ16, 2ТГ21 и ТГ22 с гидропередачей. Основные серии эксплуатируемых дизель-поездов ДР, ДР1, ДР1П, промышленных тепловозов ТГМ6А (Б-Д), ТГМ4А (Б-В), ТГМ23Д, ТГМ61, узкоколейных тепловозов ТУ7, ТУ9 также оборудованы гидропередачей.

Гидродинамические передачи позволяют осуществлять работу тепловоза при малых «ползучих» скоростях движения длительное время, что часто имеет первостепенное значение для работы железнодорожного транспорта на путях промышленных предприятий и участия в технологическом процессе.

Гидропередачи имеют лучшие среди типов передач весогабаритные показатели, меньшую стоимость на единицу мощности, малый расход цветных металлов и высокую эксплуатационную надежность.

Практически весь производственный цикл изготовления и сборки всех узлов тепловоза с гидропередачей может быть организован на одном машиностроительном заводе.

К недостаткам тепловозов с гидропередачами следует отнести повышенный расход топлива и низкую маневренность по сравнению с тепловозами с электропередачей.

Опытные тяговые характеристики тепловозов с гидропередачей получают на основании результатов испытаний на Экспериментальном кольце ВНИИЖТа и в реальной эксплуатации.

Регулирование (управление) параметрами движения тепловозов с гидродинамическими передачами (ГДП) осуществляется двумя способами: изменением положения рукоятки контроллера машиниста (обычно их 8) и автоматическим — переключением гидроаппаратов (ступеней скорости).

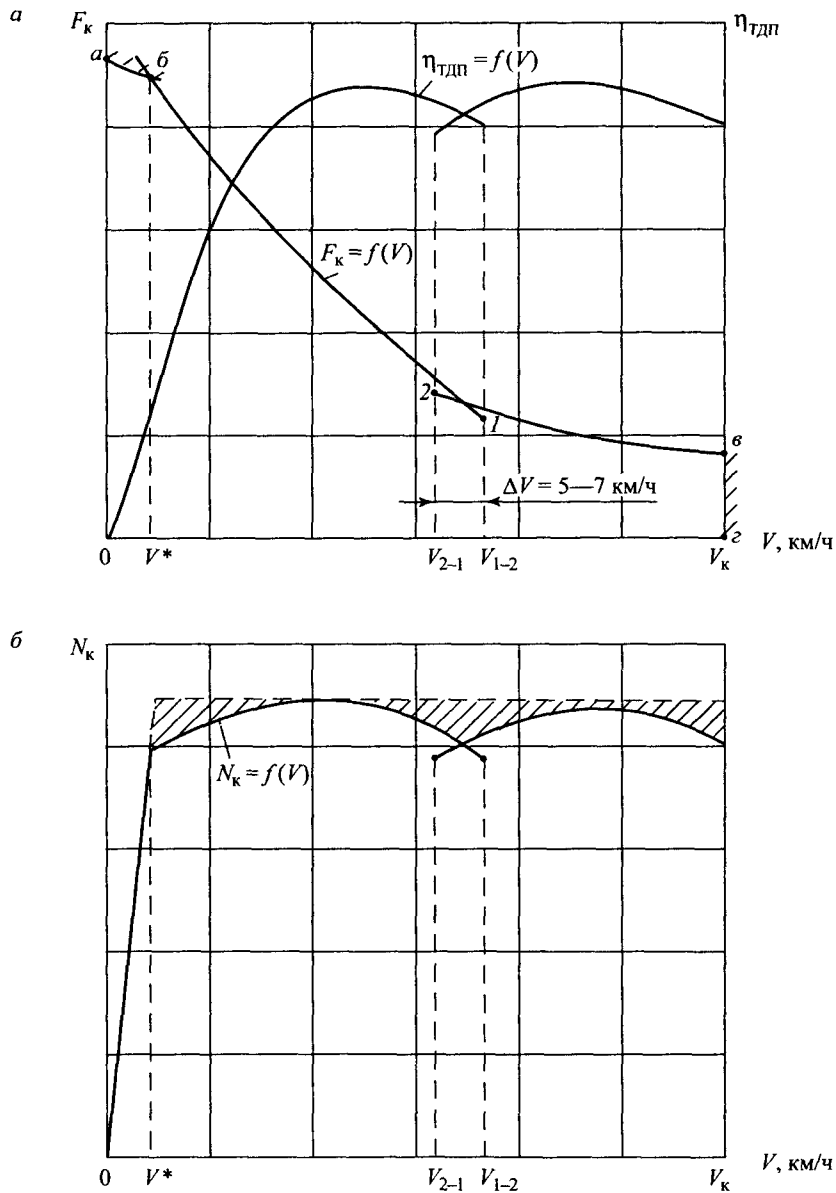


Рис. 2.30. Расчетные характеристики тепловоза с гидравлической передачей: а — тяговая характеристика; б — кривая изменения касательной мощности

Автоматическое регулирование параметров движения (F_k, V) тепловозов с ГДП по заданному закону обеспечивается системой автоматического управления работой гидропередачи (САУГ). На современных тепловозах с ГДП применяют двухкоординатные САУГ с механической системой переключения, которые в автоматическом режиме осуществляют переключение скорости в зависимости от двух параметров (координат): скорости движения и частоты вращения коленчатого вала дизеля. Основными звеньями современных САУГ являются: центробежный регулятор скорости, позиционный сервомотор, главный и распределительные золотники, центробежный питательный насос.

Включение или выключение из работы соответствующего гидроаппарата (гидротрансформатора или гидромуфты) осуществляется наполнением или опорожнением его круга циркуляции. Разгон тепловоза и его работа при низких скоростях производится на пусковом гидро-

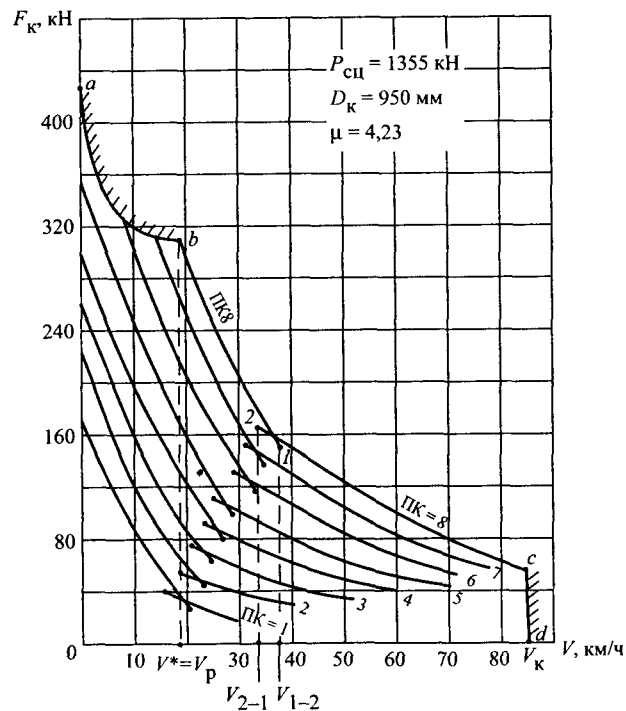


Рис. 2.31. Тяговые характеристики магистрального тепловоза ТГ16

трансформаторе, затем последовательно заполняются круги циркуляции маршевых ступеней и производится включение соответствующих ГДТ или ГМ.

На рис. 2.31 представлена опытная тяговая характеристика $F_k = f(V)$ магистрального тепловоза ТГ16 (при ПК8) с двухтрансформаторной гидропередачей УГП800. На опытной характеристике $F_k = f(V)$ отмечены характерные для этой серии скорости: скорость выхода на автоматическое управление $V^* = 18$ км/ч; скорости прямого переключения с ГДТ1 на ГДТ2 $V_{1-2} = 37$ км/ч и обратного переключения с ГДТ2 на ГДТ1 $V_{2-1} = 34$ км/ч; конструкционная скорость $V_k = 85$ км/ч.

Тяговые характеристики шестивагонного дизель-поезда ДР1 с двухтрансформаторной гидропередачей ГДП1000, конструкционной скоростью $V_k = 120$ км/ч и промышленных тепловозов ТГМ6Б с гидропередачей УГП1200ПР приведены на рис. 2.32–2.33. Характеристики $F_k = f(V)$ промышленных тепловозов ТГМ6Б представлены для маневрового (рабочего) и поездного режимов; переключение режимов на тепловозе производится с помощью механического редуктора режимов.

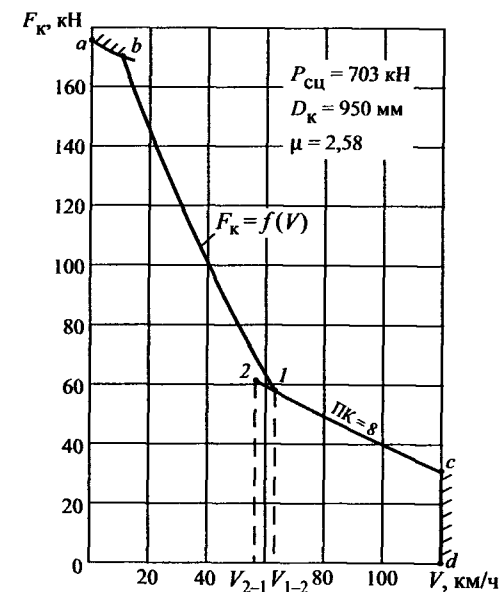


Рис. 2.32. Тяговая характеристика шестивагонного дизель-поезда ДР1

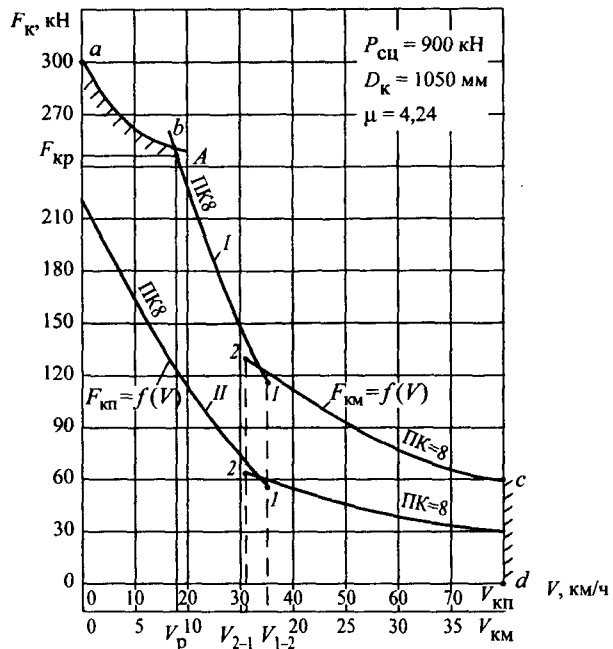


Рис. 2.33. Тяговые характеристики промышленного тепловоза ТГМ6Б на маневровом (I) и поездном (II) режимах

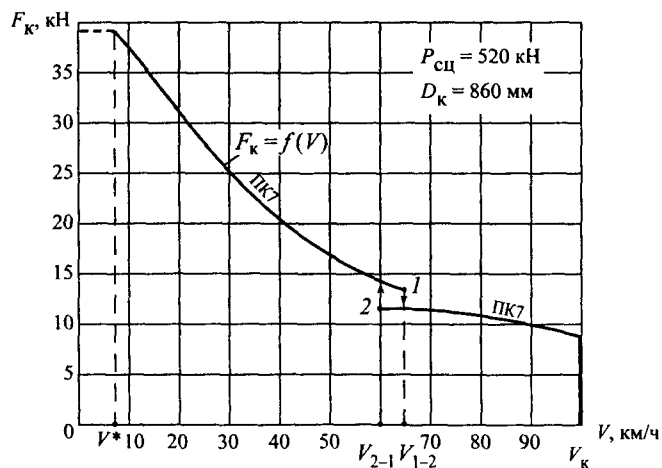


Рис. 2.34. Тяговая характеристика опытного рельсового автобуса РА-1

С 2000 г. в опытную эксплуатацию поступили первые образцы рельсовых автобусов серии РА-1, предназначенные для пригородных перевозок на малодеятельных участках сети железных дорог России. Рельсовые автобусы РА-1 с дизелем MTU 6R183TD13H мощностью 315 кВт построены на Мытищинском вагоностроительном заводе, общая вместимость — не более 180 чел., сцепной вес 520 кН, конструкционная скорость 100 км/ч. Автобус РА-1 оборудован гидродинамической передачей фирмы Фойт (Австрия) Т211 с гидротормозом. Гидропередача Т211 состоит из пускового одноступенчатого ГДТ и ГМ, работающей на маршевой ступени.

На рис. 2.34 представлена опытная тяговая характеристика $F_k = f(V)$ рельсового автобуса РА-1 (ПК7), полученная в результате тягово-энергетических испытаний на Экспериментальном кольце ВНИИЖТа. Испытания РА-1 проводили сотрудники отдела «Автономный тяговый подвижной состав» ВНИИЖТа. На тяговой характеристике $F_k = f(V)$ РА-1 отмечены скорости переключения гидроаппаратов: прямого переключения $V_{1-2} = 65$ км/ч; обратного переключения $V_{2-1} = 60$ км/ч и конструкционная скорость $V_k = 100$ км/ч.

2.7.3. Тяговые характеристики тепловозов с механической передачей

Механическая передача характеризуется жесткой кинематической связью между валом дизеля с колесными парами тепловоза. Принципиальная схема механической передачи показана на рис. 2.35. Муфта сцепления 1 позволяет отсоединить вал дизеля от колесных пар в мо-

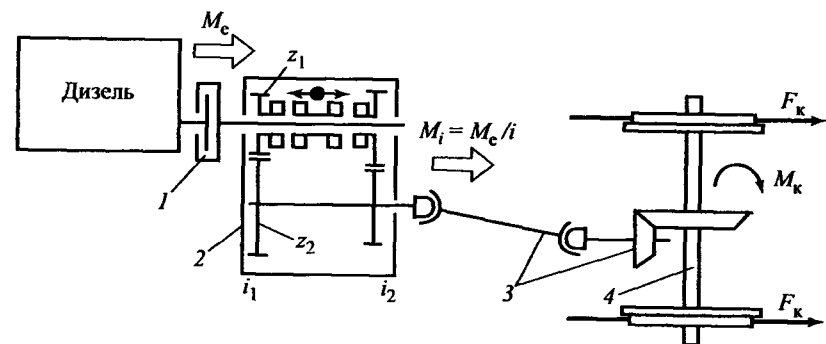


Рис. 2.35. Принципиальная схема механической передачи тепловоза

менты пуска дизеля, реверсирования, при включении и переключении ступеней скорости. Многоступенчатый редуктор 2 является основным узлом механической передачи и предназначен для изменения величины касательной силы тяги и реверсирования тепловоза с механической передачей.

При включении ступени скорости в зацепление вводится определенная пара шестерен редуктора, имеющая постоянное передаточное отношение i . Величина передаваемого к колесным парам вращающего момента на валу дизеля M_e изменится в редукторе в $1/i$ раз. Меняя комбинации пар шестерен, находящихся в зацеплении (т.е. ступени скорости), можно регулировать величину вращающего момента на осях колесных пар M_k , Н/м:

$$M_k = M_e / i,$$

где i — передаточное отношение ступени скорости, например для первой ступени $i_1 = z_1 / z_2$.

Чем больше ступеней имеет редуктор (коробка скоростей), тем в большей степени тяговая характеристика тепловоза приближается к гиперболической (идеальной). По условиям эксплуатационной надежности считают, что максимальное число ступеней редуктора не должно превышать восьми.

Для обеспечения простоты переключения ступеней передачи интервалы скоростей определяют из условия

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_2}{V_3} = \frac{V_3}{V_4} = aV = 0,45 - 0,7 = \text{const}$$

Из-за ограниченности числа ступеней скорости в передаче тяговая характеристика тепловоза с механической передачей имеет вид ступенчатой ломаной линии, заметно отличающейся от гиперболы (рис. 2.36, а). Ступенчатость тяговой характеристики тепловоза $F_k = f(V)$ обусловлена наличием жесткой связи (через шестерни) между входным и выходным валами механической передачи. Касательная сила тяги F_k на каждой ступени скорости (участки а-б, в-г, д-е, ж-з на кривой $F_k = f(V)$) целиком определяется изменением вращающего момента на валу дизеля, т.е. характеристикой $M_e = f(n_e)$. На каждом интервале скорости aV лишь одна точка (б, г, е, з) соответствует режиму номинальной мощности дизеля.

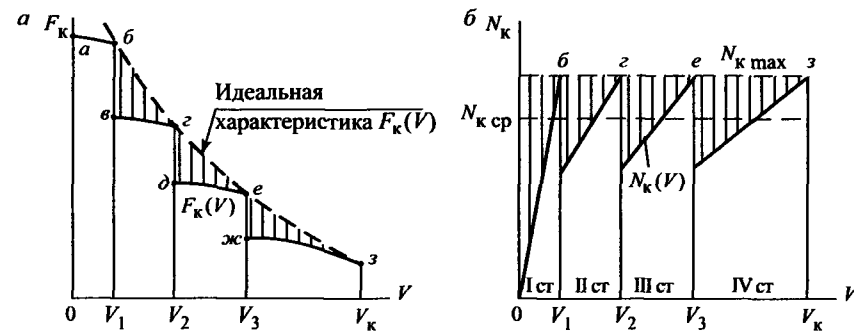


Рис. 2.36. Расчетные характеристики тепловоза с механической передачей: а — тяговая характеристика; б — кривая изменения касательной мощности

В точках переключения скоростей (б, г, е, з), соответствующих номинальной скорости дизеля $N_{e \text{ ном}}$, касательная сила тяги тепловоза с механической передачей определяется уравнением, Н:

$$F_k = \frac{M_{e \text{ ном}} (1 - \beta)}{D_k} i_j \eta_{\text{мех}},$$

где $M_{e \text{ ном}}$ — эффективный вращающий момент дизеля, соответствующий номинальному режиму, Н · м; D_k — диаметр колеса колесной пары, м; β — доля затрат мощности на привод вспомогательных механизмов; i_j — передаточное отношение на j -й ступени скорости передачи; $\eta_{\text{мех}}$ — к.п.д. всей механической передачи.

Скорость движения тепловоза с механической передачей, км/ч:

$$V = 0,188 \frac{D_k n_e}{i_j},$$

где n_e — частота вращения вала дизеля, мин^{-1} .

К недостаткам этого типа передачи нужно также отнести то обстоятельство, что каждое переключение ступеней скорости передачи (при скоростях V_1, V_2, V_3, \dots , см. рис. 2.36, а) связано с полной потерей силы тяги в момент переключения. Это вызывает неизбежное замедление движения поезда, а также приводит к появлению значительных динамических нагрузок на элементы передачи, которые снижают надежность работы тепловозов в условиях эксплуатации.

Таким образом, механическая передача не позволяет полностью использовать мощность дизеля тепловоза, так как процесс переключения ступеней скорости связан с потерями (недоиспользованием) мощности дизеля и уменьшением касательной мощности на ведущих колесах локомотива (см. рис. 2.36, б, заштрихованные площади).

Существенным недостатком механической передачи на тепловозе, особенно при больших мощностях и вращающих моментах, является жесткая непосредственная связь вала дизеля и ведущих осей локомотива, при которой все усилия и ускорения, возникающие между колесами и рельсами, воздействуют и на зубчатые колеса, валы и подшипники передачи, и на вал дизеля.

Механические передачи применяют на локомотивах малой мощности: автомотрисах, мотовозах, промышленных тепловозах, дизель-поездах.

2.8. Тяговые характеристики электроподвижного состава

2.8.1. Характеристики тяговых электродвигателей постоянного тока электроподвижного состава

На электровозах и электропоездах постоянного и переменного тока применяют тяговые электродвигатели постоянного тока. Форма тяговых характеристик электроподвижного состава (э.п.с.), в основном, определяется электромеханическими характеристиками тяговых электродвигателей (ТЭД), приведенных к валу двигателя, а именно:

$n_d = f(I_d)$ — частоты вращения якоря ТЭД от его тока при заданном напряжении питания от контактной сети $U_{кс}$;

$M_d = f(I_d)$ — вращающего момента на якоре ТЭД от тока;

$\eta_d = f(I_d)$ — к.п.д. тягового электродвигателя от тока якоря.

Электромеханические характеристики тяговых электродвигателей э.п.с. получают при стендовых испытаниях на заводе-изготовителе.

При тяговых расчетах электромеханические характеристики тягового электродвигателя обычно приводят к ободу колес колесной пары электровозов и электропоездов и получают электромеханические характеристики колесно-моторного блока [5]:

$V = f(I_d)$ — скорости движения колесной пары э.п.с. от тока якоря ТЭД;

$F_{кд} = f(I_d)$ — касательной силы тяги колесной пары э.п.с. от тока якоря ТЭД;

$\eta_3 = f(I_d)$ — к.п.д. колесно-моторного блока э.п.с. от тока якоря ТЭД.

При пересчете электромеханических характеристик тяговых электродвигателей на характеристики колесно-моторных блоков используют следующие формулы:

— скорость движения колесной пары э.п.с., км/ч:

$$V = \frac{U_d - I_d \sum r_{я}}{C \Phi}, \quad (2.34)$$

где C — постоянный коэффициент для данной серии локомотива:

$$C = C_8 \mu / (0,188 D_k),$$

где C_8 — конструктивная постоянная тягового электродвигателя; μ — передаточное число тяговых редукторов колесной пары; D_k — диаметр колес колесной пары, м;

— касательная сила тяги на ободу колес колесной пары, Н:

$$F_{кд} = 3,6 C \Phi I_d - \Delta F, \quad (2.35)$$

где ΔF — потери силы тяги, вызванные магнитными и механическими потерями в колесно-моторном блоке, Н:

$$\Delta F = 3,6 (\Delta P_{\text{магн}} + \Delta P_{\text{мех}} + \Delta P_{\text{тр}}) / V,$$

где $\Delta P_{\text{магн}}$ — потери мощности в магнитной системе ТЭД, кВт; $\Delta P_{\text{мех}}$ — механические потери мощности в якорных подшипниках и щеточном аппарате ТЭД, кВт; $\Delta P_{\text{тр}}$ — потери мощности в тяговых редукторах колесной пары и моторно-осевых подшипниках ТЭД, кВт; V — скорость движения, км/ч;

— коэффициент полезного действия колесно-моторного блока э.п.с.

$$\eta_3 = 1 - \Delta p_n / (100 \eta_d),$$

где Δp_n — потери в тяговых редукторах и моторно-осевых подшипниках в процентах от подведенной мощности, %. Величина Δp_n определяется по графикам $\Delta p_n = f(P_1)$ [12].

Необходимо отметить, что форма электромеханических характеристик тяговых электродвигателей и колесно-моторных блоков

э.п.с. напрямую зависит от принятой системы возбуждения двигателей.

На рис. 2.37 представлены схемы основных систем возбуждения тяговых электродвигателей э.п.с.: последовательного (рис. 2.37, а), параллельного (рис. 2.37, б), смешанного возбуждения при согласном (рис. 2.37, в) и встречном (рис. 2.37, з) включении последовательной и параллельной обмоток и независимого возбуждения (рис. 2.37, д).

Расчетные тяговые характеристики электровозов с тяговыми электродвигателями, имеющими вышеперечисленные системы возбуждения, приведены на рис. 2.38. Из кривых $F_k = f(V)$, представленных на рис. 2.38, следует, что тяговая характеристика электровоза с двигателями последовательного возбуждения (кривая 1) наиболее приближена к идеальной тяговой характеристике локомотива с электрическим приводом колесных пар (кривая 4) и позволяет наиболее полно использовать мощность тягового электродвигателя в эксплуатации. Тем не менее в зоне малых скоростей движения электровоза, когда тяговые электродвигатели работают при больших токах якоря I_d , наблюдается увеличение жесткости характеристик локомотива. Жесткость характеристик электродвигателей и электровоза в целом определяется темпом изменения силы тяги F_k от скорости V . Тяговые характеристики локомотивов называют *жесткими* при резком изменении функции $F_k = f(V)$ (например, кривая 2 на рис. 2.38) и *мягкими* при плавном изменении кривой $F_k = f(V)$.

В свою очередь, тяговые характеристики электровозов с электродвигателями параллельного, смешанного и независимого возбуждения имеют более высокую степень жесткости, чем при последовательном возбуждении.

Вышеперечисленные системы возбуждения тяговых электродвигателей обладают целым рядом достоинств и недостатков и нашли практическое применение на различных сериях электровозов.

Так, для электровозов постоянного тока с контактно-реостатным управлением признано целесообразным [5] применение тяговых электродвигателей с системами последовательного или смешанного возбуждения с мягкими тяговыми характеристиками.

На электровозах переменного-постоянного тока и э.п.с. постоянного тока с импульсным регулированием предпочтительнее оказалось использование тяговых двигателей с независимым возбуждением и

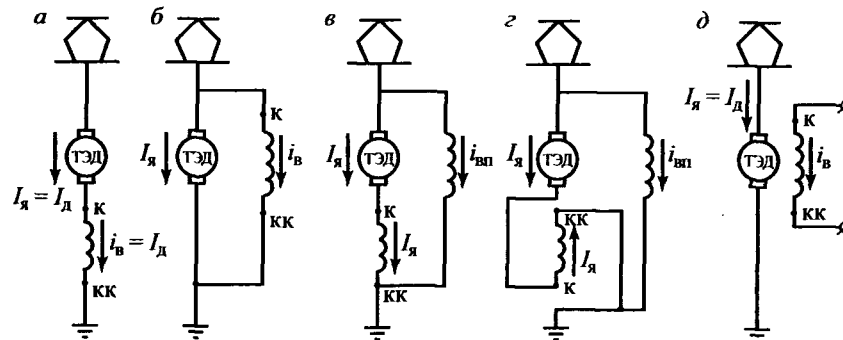


Рис. 2.37. Схемы систем возбуждения тяговых электродвигателей электроподвижного состава: а — последовательного; б — параллельного; в — смешанного при согласном включении обмоток; з — смешанного при встречном включении обмоток; д — независимого возбуждения

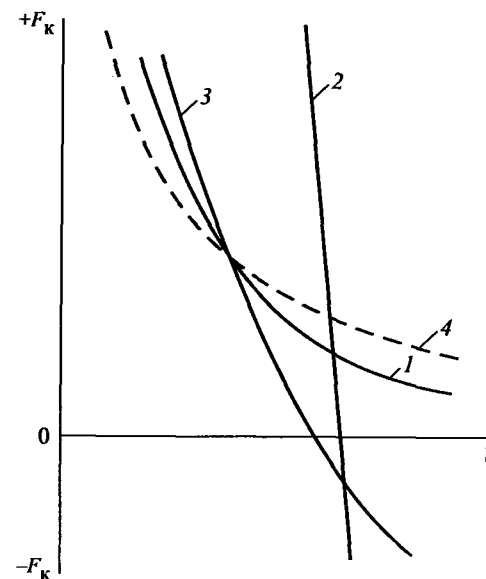


Рис. 2.38. Расчетные тяговые характеристики электровозов с электродвигателями, имеющими разные системы возбуждения: 1 — при последовательном; 2 — при параллельном и независимом; 3 — при смешанном; 4 — идеальная характеристика

жесткими характеристиками. Такие характеристики тяговых электродвигателей позволяют уменьшить интенсивность процессов боксования локомотива и, соответственно, увеличить критические веса водимых поездов. Широкое применение силовых полупроводников на э.п.с. позволяет несколько сгладить серьезные недостатки независимого возбуждения ТЭД — сильный разброс токов нагрузки между параллельно работающими ТЭД локомотива и чувствительность к колебаниям напряжения в контактной сети.

Сравнительные испытания электровозов ВЛ80Р с последовательным возбуждением тяговых электродвигателей и ВЛ80РН с независимым возбуждением с поездами, проведенные ВНИИЖТом [7,8], показали, что коэффициент тяги электровозов ВЛ80РН на 8,4% выше, чем ВЛ80Р; во время разгона, т.е. в диапазоне высоких токовых нагрузок жесткость тяговых характеристик электровозов ВЛ80РН и ВЛ80Р сближается и их тяговые возможности почти не отличаются.

2.8.2. Регулирование скорости движения и тяговые характеристики электроподвижного состава постоянного тока

Как известно, тяговые электродвигатели электровозов и электропоездов постоянного тока получают питание от контактной сети постоянного тока, в которой поддерживается номинальное напряжение $U_{кc} = 3000$ В.

Основные серии эксплуатируемых электровозов постоянного тока: восьмиосные — ВЛ8, ВЛ10, ВЛ10У, ВЛ11, ВЛ11М, ВЛ15, ЧС7, ЧС200; шестиосные — ВЛ23, ВЛ22М, ЧС2Т, ЧС2. Тяговые электродвигатели электровозов постоянного тока изготавливают на рабочее напряжение $U_d = 1500$ В, поэтому их соединяют в последовательные цепи с числом не менее двух. Четырехосные электропоезда ЭД4, ЭД4М, ЭД2Т, ЭР2Р, ЭР22 имеют ТЭД постоянного тока с максимальным напряжением $U_d = 750$ В. Для работы от контактной сети ТЭД электропоездов могут иметь только последовательное соединение.

Анализ формулы (2.34) позволяет сделать вывод, что регулировать скорость движения электроподвижного состава постоянного тока можно, изменяя три параметра: суммарное сопротивление в цепи якоря тяговых электродвигателей $\Sigma r_{я}$, напряжение U_d , подводимое к двигателям от контактной сети, и магнитный поток Φ тяговых электро-

двигателей, например, шунтируя обмотку возбуждения группой резисторов.

Рассмотрим более подробно эти способы регулирования работы электроподвижного состава постоянного тока.

Включение в цепь якоря тяговых электродвигателей дополнительных пусковых резисторов. Данный способ регулирования скорости получил распространение на электровозах постоянного тока с контакторно-реостатным управлением. Пусковые резисторы применяют при трогании с места и разгоне электровоза с поездом до расчетной скорости движения.

В момент трогания с места электровоза постоянного тока (при $V = 0$) электродвижущая сила (э.д.с.) тяговых электродвигателей равна нулю, т.е. $E = c_e n_d \Phi = 0$. Если в этот момент двигатель электровоза, например, ТЛ-2К (применяют на электровозах ВЛ10, ВЛ10У, ВЛ11 и др.) включить на номинальное напряжение $U_d = 1500$ В при сопротивлении обмоток якоря $\Sigma r_{я} = 0,1295$ Ом, то сила тока двигателя ТЛ-2К по закону Ома будет равна $I_d = U_d / \Sigma r_{я} = 11580$ А. Предельное (по условиям нагревания двигателя) значение тока для двигателя ТЛ-2К составляет $I_{dmax} = 800$ А. Для обеспечения надежной работы силового оборудования э.п.с. постоянного тока при трогании с места сила тока должна быть значительно уменьшена. Это возможно двумя способами: уменьшить напряжение U_d или увеличить величину $\Sigma r_{я}$. Для уменьшения величины U_d процессы трогания и разгона э.п.с. постоянного тока производят при последовательном соединении тяговых электродвигателей.

Для обеспечения заданного ресурса работы двигателей при трогании с места э.п.с. постоянного тока этого оказывается недостаточным, поэтому в цепь якоря каждого тягового двигателя включают группу пусковых резисторов с суммарным сопротивлением R_n (рис. 2.39).

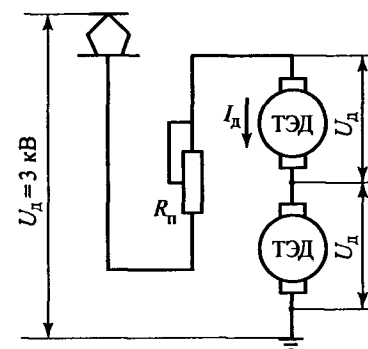


Рис. 2.39. Схема включения двух тяговых электродвигателей электроподвижного состава постоянного тока в период разгона

Сила тока одного тягового электродвигателя при трогании с места и разгоне э.п.с. постоянного тока, А:

$$I_{\text{д}} = \frac{U_{\text{д}} - c_e \Phi V}{r_{\text{я}} + R_{\text{п}}},$$

где $R_{\text{п}}$ — сопротивление пусковых резисторов, приходящееся на один двигатель, Ом.

Частота вращения якоря тягового электродвигателя $n_{\text{д}}$ в период разгона э.п.с. постоянного тока, мин^{-1} :

$$n_{\text{д}} = \frac{U_{\text{д}} - I_{\text{д}} \sum (r_{\text{я}} + R_{\text{п}})}{c_e \Phi}.$$

Постепенный (ступенчатый) вывод пусковых резисторов из цепи якоря двигателя позволяют в период трогания с места и разгоне э.п.с. постоянного тока поддерживать примерно постоянными пусковую силу тока $I_{\text{д}}$ двигателей и касательную силу тяги локомотива.

Таким образом, данный способ регулирования скорости движения э.п.с. постоянного тока позволяет лишь ограничивать ток двигателя в пределах наибольших допустимых для данного двигателя значениях.

Необходимо отметить, что работа электровозов постоянного тока с включенными пусковыми резисторами в период разгона отличается низкой экономичностью. Значительная часть электрической энергии, поступающей из контактной сети на электровоз, безвозвратно теряется в пусковых резисторах и преобразуется в тепловую энергию, сильно нагревая блок резисторов. В этой связи на электровозах устанавливают дополнительные вентиляторы для охлаждения пусковых резисторов, на привод которых также затрачивается электрическая энергия.

Мощность электрической энергии, теряемая в пусковых резисторах электровоза постоянного тока, кВт:

$$P_{\text{п}} = 3,6 I_{\text{д}}^2 \sum R_{\text{п}}.$$

Процесс разгона электровозов постоянного тока с применением пусковых резисторов продолжается до достижения пусковой скорости $V_{\text{п}}$, обычно примерно равной расчетной скорости $V_{\text{р}}$ (см. рис. 2.43), дальнейшая работа локомотивов происходит при выключенном пусковом реостате.

Регулирование напряжения $U_{\text{д}}$ тяговых электродвигателей с помощью изменения схемы их соединения является достаточно распространенным способом управления работой электроподвижного состава постоянного тока.

На восьмиосных электровозах постоянного тока ВЛ10, ВЛ10У, ВЛ11^М, ВЛ15, ВЛ8, ЧС7 для регулирования величины $U_{\text{д}}$ (скорости движения) применяют три схемы соединения тяговых электродвигателей: последовательное «С» (рис. 2.40, а), последовательно-параллельное «СП» (рис. 2.40, б) по четыре двигателя последовательно в две параллельные ветви и параллельное «П» (рис. 2.40, в) по два двигателя последовательно в четыре параллельные ветви.

Как отмечалось ранее, разгон электровозов постоянного тока осуществляется при последовательном соединении тяговых электродвигателей, в этом случае (см. рис. 2.40, а) напряжение на двигателе равно $U_{\text{д}} = U_{\text{кв}} / 8 = 3000 / 8 = 375$ В. При сериесно-параллельном соединении $U_{\text{д}} = 750$ В, при параллельном $U_{\text{д}} = 1500$ В.

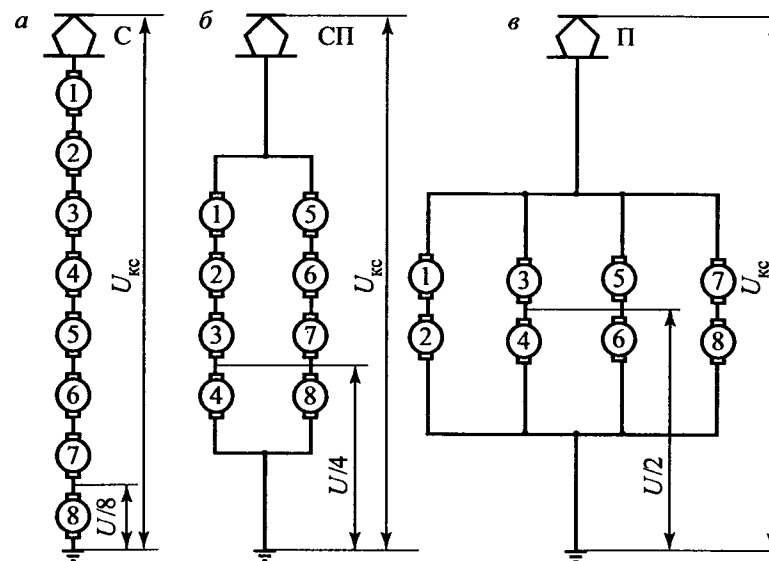


Рис. 2.40. Схемы соединения тяговых электродвигателей восьмиосного электровоза постоянного тока: а — последовательное (С); б — последовательно-параллельное (СП); в — параллельное (П)

На шестиосных электровозах ВЛ22^М, ВЛ23, ЧС2^Г и ЧС2 для регулирования скорости движения применяют такие же три схемы соединения тяговых электродвигателей, как на тепловозах с электропередачей (см. рис. 2.16). Необходимо отметить, что серьезным недостатком данного способа регулирования скорости движения локомотивов является сложная система переключения схем соединения ТЭД, причем контакторы переключения работают при больших токах силовой цепи, что снижает их эксплуатационную надежность. Поэтому на электровозах используются не более двух-трех вариантов схем соединения ТЭД. На ряде серий э.п.с. постоянного тока, например на электропоездах ЭР2Т, ЭР2Р, данный способ регулирования U_d не используется.

Регулирование магнитного потока Φ тяговых электродвигателей. Этот способ управления получил самое широкое распространение на электроподвижном составе с тяговыми электродвигателями постоянного тока.

Параллельно последовательно включенной обмотке возбуждения тягового электродвигателя ТЭД (рис. 2.41) включают несколько шунтирующих контуров, каждый из которых состоит из резистора R и индуктивного шунта ИШ. Индуктивный шунт ИШ предназначен для стабилизации работы системы возбуждения двигателя в моменты временного нарушения контакта между токоприемником движущегося электровоза и контактной сетью и переключения шунтирующих контуров.

В отличие от тепловозов с электропередачей на электровозах и электропоездах применя-

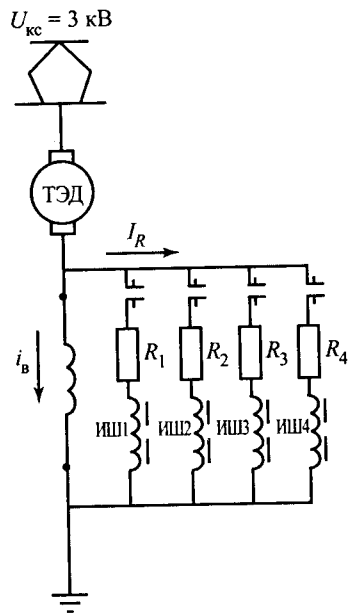


Рис. 2.41. Схема регулирования магнитного потока ТЭД электровоза постоянного тока шунтированием обмотки возбуждения

ют многоступенчатые системы ослабления магнитного потока возбуждения. Например, на электровозах ВЛ10, ВЛ10^У, ВЛ11, ВЛ11^М, ВЛ15, ВЛ8, ВЛ23 применены четыре ступени ослабления возбуждения, для которых степени ослабления магнитного потока, соответственно, равны: $\alpha_1 = 0,74$; $\alpha_2 = 0,55$; $\alpha_3 = 0,43$; $\alpha_4 = 0,36$. Электропоезда ЭД4М, ЭД4, ЭР2Р, ЭР2Т имеют шестиступенчатую систему ослабления магнитного потока Φ , позволяющую снизить степень ослабления до величины $\alpha_6 = 0,2$.

Степень ослабления магнитного потока одной ступени регулирования э.п.с. постоянного тока

$$\alpha = i_B / I_d,$$

где i_B — ток возбуждения, А; I_d — ток якоря двигателя, А.

Применение многоступенчатой системы ослабления магнитного потока возбуждения на э.п.с. позволяет более плавно регулировать изменение параметров движения по сравнению с тепловозами с электрической передачей.

2.8.3. Тяговые характеристики электроподвижного состава постоянного тока

Расчетные тяговые характеристики э.п.с. постоянного тока можно построить по электромеханическим характеристикам тяговых электродвигателей или колесно-моторных блоков.

В качестве примера на рис. 2.42 приведены электромеханические характеристики тягового электродвигателя ТЛ-2К электровоза ВЛ10^У. Каждой схеме соединения двигателей ТЛ-2К соответствуют определенные характеристики $F_{кд} = f(I_d)$ и $V = f(I_d)$.

Методика построения расчетных тяговых характеристик электровозов и электропоездов постоянного тока по электромеханическим характеристикам двигателей подробно изложена в разделе 2.6 применительно к тепловозам с электрической передачей.

Касательная сила тяги F_k э.п.с. постоянного тока, Н:

$$F_k = m F_{кд},$$

где m — число тяговых электродвигателей с учетом схемы соединения; $F_{кд}$ — касательная сила тяги на ободе колес колесной пары, Н, определяется по формуле (2.35).

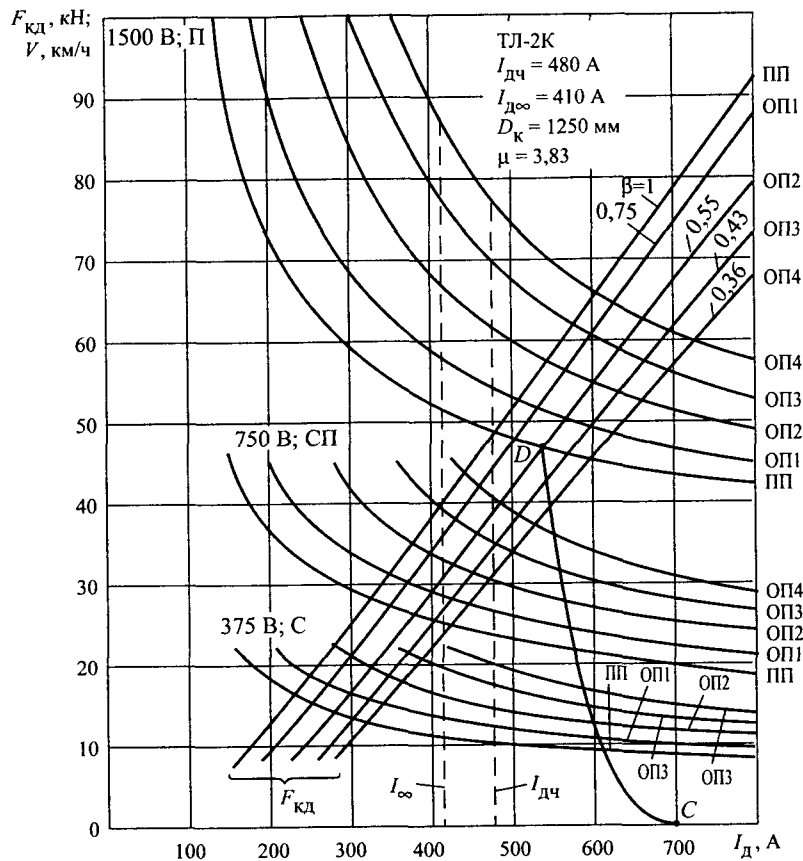


Рис. 2.42. Электромеханические характеристики тягового электродвигателя ТЛ-2К электровоза ВЛ10У

Касательная мощность э.п.с. постоянного тока, кВт:

$$N_k = F_k V / 3600,$$

где V — скорость движения, км/ч; определяется по формуле (2.34).

На рис. 2.43 приведены расчетные тяговые характеристики $F_k = f(V)$ (рис. 2.43, а) и кривая изменения касательной мощности восьмисосного грузового электровоза постоянного тока от скорости движения (рис. 2.43, б). Как видим на рис. 2.43, электровоз имеет три схемы

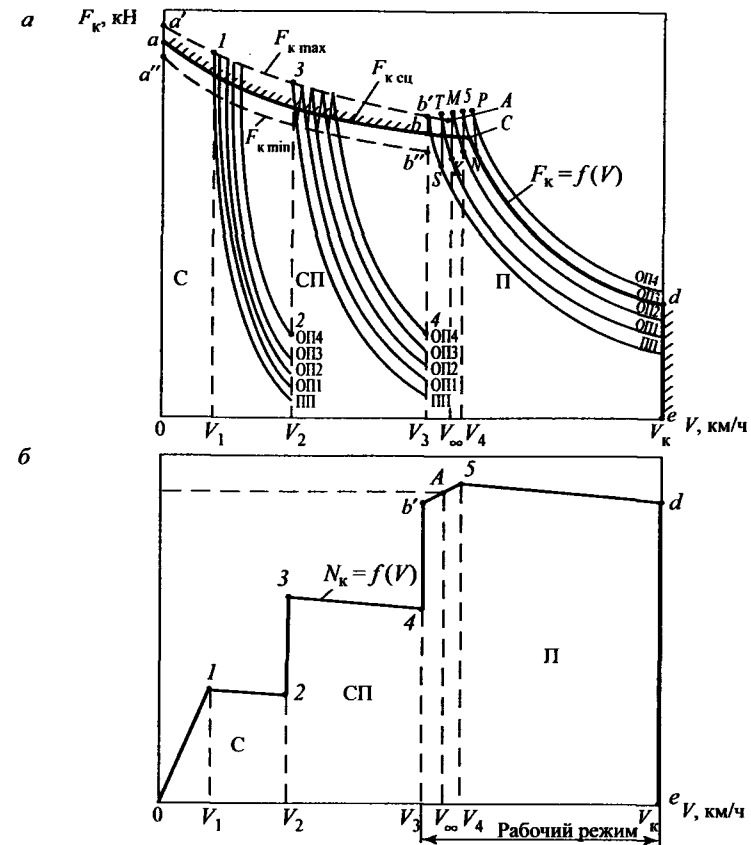


Рис. 2.43. Расчетные характеристики электровоза постоянного тока: а — тяговые характеристики; б — кривая изменения касательной мощности

соединения тяговых электродвигателей, на каждой из которых предусмотрено, кроме полного магнитного потока (ПП), четыре ступени ослабления магнитного потока двигателей (ОП1, ОП2, ОП3, ОП4).

На тяговой характеристике электровоза постоянного тока показаны ограничивающие линии тяговых возможностей локомотива: $a-b$ — по силе сцепления колес с рельсами; $b-c-d$ — по наибольшим значениям тока тяговых двигателей (по условиям нормальной коммутации); $d-e$ — наибольшим допустимым скоростям движения.

Так как разгон электровоза постоянного тока осуществляется с применением пусковых резисторов, при переходе с одной реостатной позиции на другую (их число достигает 37) возникают броски тока, а следовательно, резкое увеличение силы тяги в диапазоне от $F_{к\ min}$ до $F_{к\ max}$. Диапазон изменения силы тяги при работе электровоза на пусковых резисторах показан на рис. 2.43 штриховыми линиями $a'-b'$ и $a''-b''$. Линия $a-b$ соответствует расчетному значению силы тяги, ограниченной по сцеплению, которая определяется по эмпирическим формулам, приведенным в ПТР [10] для определенных серий локомотивов.

Бросками тока тяговых двигателей, а следовательно, касательной силы тяги, создаваемой колесами электровоза, сопровождаются также переключения ступеней ослабления магнитного потока двигателей ПП-ОП1-ОП2-ОП3-ОП4 (см. рис. 2.43, а).

При выполнении тяговых расчетов принято не учитывать эти изменения силы тяги при переключении схем соединения тяговых двигателей и ступеней ослабления магнитного потока. Практические расчеты проводят используя параметры жирно выделенной линии $a-b-c-d-e$ на тяговых характеристиках локомотива, соответствующей средним расчетным значениям изменения касательной силы тяги электровоза от скорости.

На тяговых характеристиках электроподвижного состава выделяют три основных режима работы локомотива: расчетный, часовой и длительный.

Расчетный режим и, соответственно, расчетная скорость V_p и касательная сила тяги $F_{кр}$ электровоза постоянного тока обычно соответствуют точке перехода с ограничения силы тяги по сцеплению на ограничение по току коммутации двигателей (точка «b» на рис. 2.43, а). По расчетному режиму работу электровоза определяют весовые нормы поездов и проводят основные тягово-энергетические расчеты по определению скорости движения и времени хода поезда по перегону и расходу электроэнергии на тягу поездов. При работе электровоза в **часовом режиме** ($V_ч, F_{кч}$) обеспечивается эксплуатационная надежность его силового оборудования при движении локомотива по наиболее трудному элементу профиля с критическим (расчетным) весом состава в течение часа. **Длительный режим** работы электровоза (V_∞, F_∞) соответствует по значению расчетному режиму тепловоза с электрической передачей. Часовой и длительный режимы работы электровоза на его

тяговой характеристике соответствуют параллельному соединению двигателей и ступени ослабления магнитного потока ОПЗ.

Касательная мощность $P_к$ электровоза постоянного тока изменяется ступенчато (см. рис. 2.43, б). Разгон электровоза в диапазоне скоростей $0-V_2$ производится при серийном (последовательном) соединении тяговых двигателей и применении пусковых резисторов, в которых поглощается значительная часть мощности электрической энергии, поступающая из контактной сети. При скорости V_1 постепенно происходят автоматические переключения ступеней ослабления магнитного потока; из-за жесткости электромеханических характеристик тяговых электродвигателей происходит недоиспользование их мощности, поэтому касательная мощность $N_к$ электровоза на участке V_1-V_2 несколько падает. При увеличении скорости электровоза производятся дальнейшие переключения схем соединения двигателей: вначале на серийно-параллельное «СП» (V_2-V_3), затем на параллельное «П» ($V_3-V_к$). Падение касательной мощности в диапазонах скоростей V_2-V_3 и $V_4-V_к$ объясняется жесткостью характеристик двигателей. Практически все характерные скорости электровоза постоянного тока попадают на диапазон $V_3-V_к$, который считается рабочим (оптимальным) режимом их работы. Именно в рабочем диапазоне устанавливаются расчетная мощность и мощности часового и длительного режимов работы электровоза и реализуется установленная мощность тяговых электродвигателей.

При выполнении тяговых расчетов для сравнения тяговых параметров электровозов постоянного тока и тепловозов целесообразно использовать скорость V_∞ и касательную силу тяги $F_{к\infty}$ длительного режима электровоза и расчетные параметры тепловоза.

Опытные тяговые характеристики электроподвижного состава постоянного тока получают в результате тягово-энергетических и тягово-эксплуатационных испытаний.

В качестве примера на рис. 2.44 приведены опытные тяговые характеристики двенадцатисекционного двухсекционного грузового электровоза ВЛ15 с электродвигателями ТЛ-3 мощностью в длительном режиме работы 700 кВт каждый. На электровозе ВЛ15 применяют три схемы соединения двигателей (С-СП-П) и четыре ступени ослабления магнитного потока (ОП1-ОП2-ОП3-ОП4), а также полное возбуждение (ПП) на каждой из схем соединения двигателей ТЛ-3. Каждой из ступеней

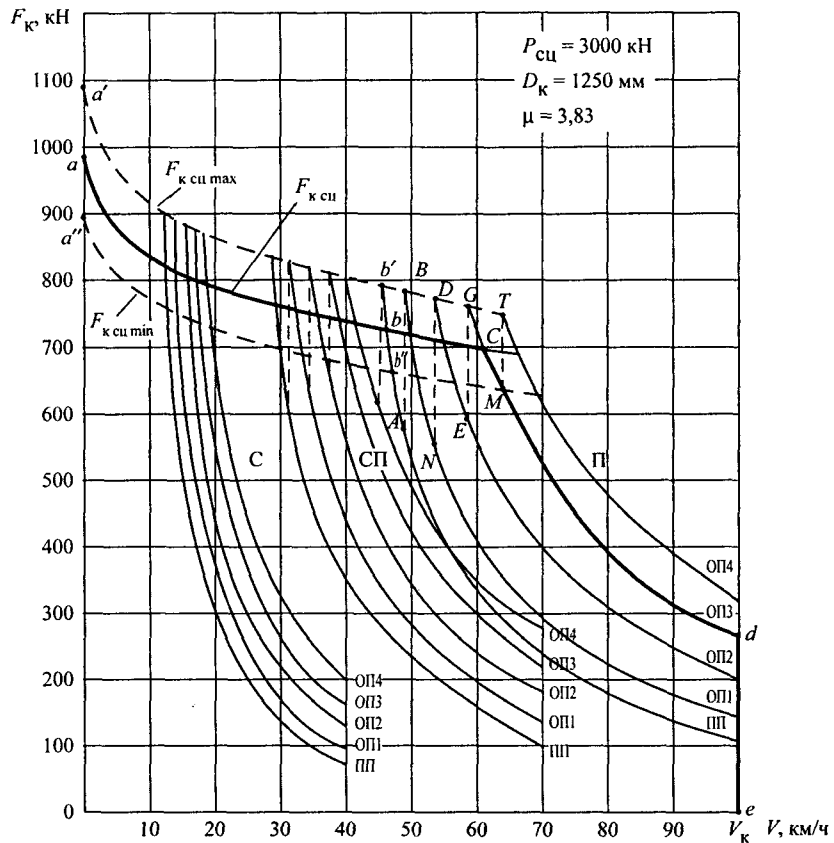


Рис. 2.44. Тяговые характеристики грузового электровоза ВЛ15 с электродвигателями ТЛ-3

ослабления магнитного потока соответствует своя тяговая характеристика электровоза. Сила тяги часового режима электровоза ВЛ15, соответствующая параллельному соединению двигателей и ступени ОП3, равна $F_{кч} = 675$ кН, скорость — $V_ч = 46,0$ км/ч; сила тяги длительного режима $F_{к∞} = 620$ кН, скорость — $V_∞ = 47,0$ км/ч. Мощность на валах тяговых электродвигателей ВЛ15 часового режима 9000 кВт, длительного — 8400 кВт.

На графиках $F_к = f(V)$ электровоза ВЛ15, представленных на рис. 2.44, отмечены следующие ограничения тяговых характеристик

локомотива: кривая $a-b$ — по сцеплению колес с рельсами (расчетная зависимость); кривая $b-c-d$ — по току коммутации тяговых электродвигателей; $d-e$ — по максимальной скорости движения. На кривой $b-c-d$ также (см. рис. 2.44) отмечены точки, соответствующие часовому и длительному режимам работы электровоза ВЛ15.

Разгон электровоза ВЛ15 осуществляется с применением пусковых резисторов. Переходы с одной реостатной позиции на другую сопровождаются бросками тока двигателей, а следовательно, силы тяги электровоза от $F_{к сц min}$ до $F_{к сц max}$ (см. рис. 2.44.). На тяговых характеристиках электровоза ВЛ15 диапазон этих колебаний величины $F_{к сц}$ ограничен штриховыми линиями $a'-e'$ и $a''-e''$.

Переключения схем соединения тяговых электродвигателей ВЛ15 (С-СП-П) и ступеней ослабления (ПП-ОП1-ОП2-ОП3-ОП4) также сопровождаются бросками тока и силы тяги локомотива. В качестве примера на рис. 2.44 изменения силы тяги при переключениях ступеней на параллельном соединении двигателей показаны штриховыми линиями $A-B, E-G, M-T$.

При выполнении тяговых расчетов принято не учитывать изменения силы тяги при переключениях схем соединения двигателей и ступеней, а использовать средние значения силы тяги ВЛ15, выделенные на рис. 2.44 жирной линией $a-b-c-d-e$.

На рис. 2.45 представлена тяговая характеристика электропоезда ЭД4, состоящего из 10 вагонов (5 моторных, 2 головных и 3 прицепных). На электропоезде ЭД4 применено последовательное «С» соединение тяговых электродвигателей ТДЭ235У1, рассчитанных на напряжение 750 В. Реостатный контроллер машиниста электропоезда ЭД4 имеет 20 позиций контроллера (ПК), которым соответствует семейство тяговых характеристик. На первых четырнадцати позициях (ПК1-ПК14) при движении электропоезда машинист последовательно выводит пусковые резисторы, на позициях 15—20 автоматически включаются три ступени ослабления магнитного потока (ОП1-ОП2-ОП3). На характеристиках $F_к = f(V)$ электропоезда ЭД4 также показаны следующие ограничения силы тяги (см. рис. 2.45): кривая $a-b$ — по сцеплению колес с рельсами; $c-d-e-g$ — по максимальному току двигателей; $q-m$ — по максимальной скорости движения. Коэффициент ослабления магнитного потока α на позиции ПК20 достигает $\alpha = 0,2$.

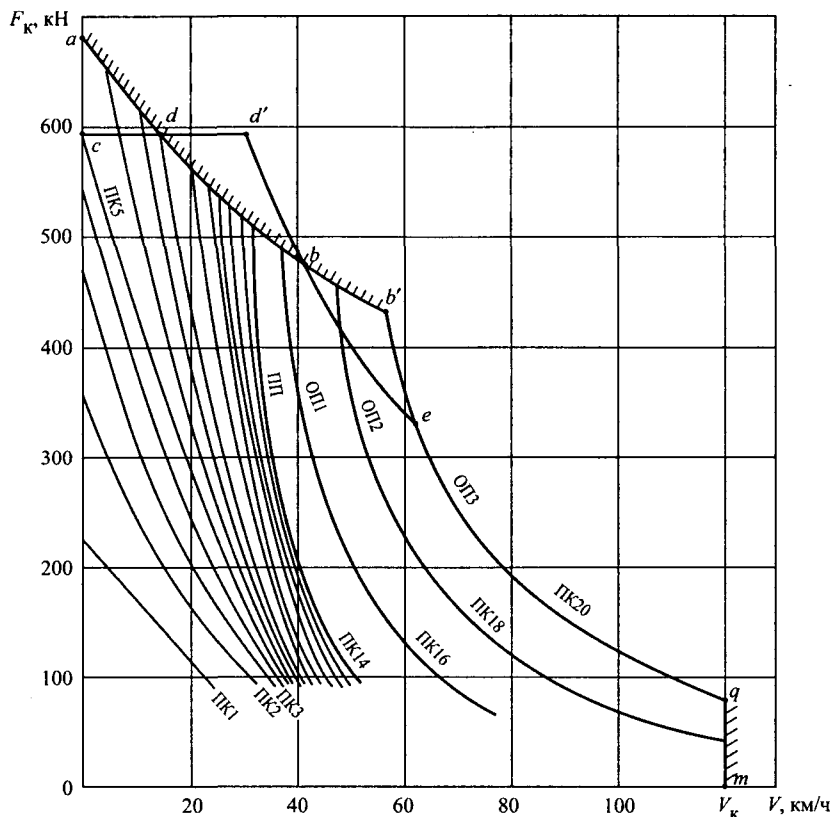


Рис. 2.45. Тяговые характеристики электропоезда ЭД4

2.8.4. Характеристики электроподвижного состава переменного-постоянного тока

На железных дорогах России широко используется электрическая тяга переменного однофазного тока напряжением в контактной сети $U_{\text{КС}} = 25$ кВ и промышленной частотой 50 Гц. На электроподвижной состав переменного-постоянного тока, работающий на переменном однофазном токе, устанавливают специальное оборудование для преобразования и регулирования напряжения и тока. В результате электроподвижной состав переменного-постоянного тока имеет более сложную

конструкцию по сравнению с э.п.с. постоянного тока. Наибольшее распространение получили локомотивы со статическими преобразователями и тяговыми электродвигателями постоянного (пульсирующего) тока.

Основными элементами силовой цепи электровозов переменного-постоянного тока являются (рис. 2.46): тяговый трансформатор ТТ, выпрямитель В и тяговые электродвигатели ТЭД. Тяговый трансформатор ТТ предназначен для снижения напряжения переменного однофазного тока с величины $U_{\text{КС}} = 25$ кВ до рабочего $U_{\text{ТЭД}}$, обеспечивающего надежную работу тяговых электродвигателей при их параллельном соединении. В выпрямителе В, основу которого составляют полупроводниковые вентили, переменный однофазный ток рабочего напряжения $U_{\text{ТЭД}}$ преобразуется в постоянный пульсирующий ток.

Для сглаживания пульсации выпрямленного тока последовательно с обмоткой якоря тягового электродвигателя ТЭД (см. рис. 2.46) включают мощный индуктивный реактор ИР. Совокупность тягового трансформатора ТТ, выпрямителя В и индуктивного реактора ИР называют **статическим преобразователем** электроподвижного состава переменного-постоянного тока.

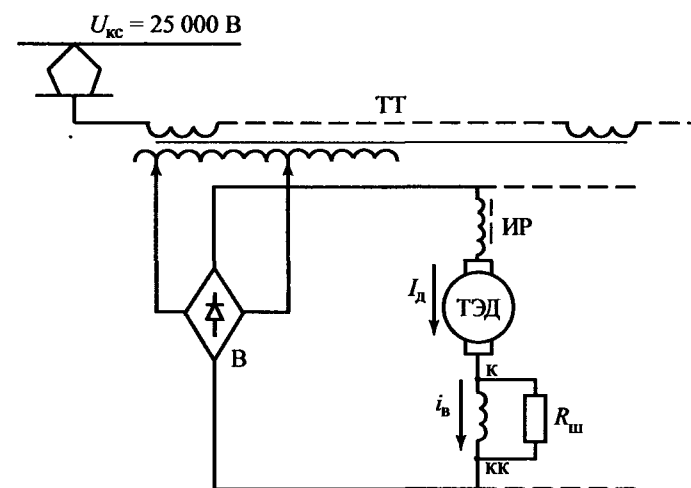


Рис. 2.46. Принципиальная электрическая схема электроподвижного состава переменного-постоянного тока: ТТ — тяговый трансформатор; В — выпрямительная установка; ИР — индуктивный реактор; ТЭД — тяговый электродвигатель

Параллельно с обмоткой возбуждения тягового электродвигателя ТЭД дополнительно включают резистор $R_{ш}$, предназначенный для уменьшения пульсации магнитного потока ТЭД, неизбежной при прохождении пульсирующего тока через последовательно включенную к обмотке якоря ТЭД обмотку возбуждения. Резистор $R_{ш}$ шунтирует обмотку возбуждения в постоянном режиме. Тем самым обеспечивается работа тяговых электродвигателей электроподвижного состава переменного-постоянного тока при так называемом нормальном (не при полном возбуждении ПП) возбуждении НВ со степенью ослабления магнитного потока $\alpha = 0,92-0,97$.

В настоящее время основу парка грузовых электровозов переменного-постоянного тока составляют следующие серии локомотивов: восьмиосные ВЛ80Р, ВЛ80С, ВЛ80Т, ВЛ80К с тяговыми электродвигателями НБ-418К мощностью длительного режима $P_{\infty} = 790$ кВт (каждый) и двенадцатиосные ВЛ85 с электродвигателями НБ-514 ($P_{\infty} = 835$ кВт). На малоделятельных электрифицированных участках переменного тока эксплуатируют шестиосные грузовые электровозы ВЛ60К и ВЛ65. Пригородное сообщение обеспечивают электропоезда ЭР9П и ЭР9Е, пассажирское — ВЛ60П, ЧС4 и ЧС4Т.

Регулирование скорости движения электроподвижного состава переменного-постоянного тока осуществляют двумя способами: изменением коэффициента трансформации K_T тягового трансформатора и, соответственно, величины рабочего напряжения $U_{ТЭД}$ тяговых электродвигателей и регулированием магнитного потока тяговых электродвигателей. Изменение схемы соединения тяговых электродвигателей на электроподвижном составе переменного-постоянного тока не применяют.

Основным способом регулирования скорости движения электровозов и электропоездов переменного-постоянного тока является изменение напряжения $U_{ТЭД}$ выпрямленного тока, подводимого к тяговым электродвигателям.

В общем случае коэффициент трансформации тягового трансформатора равен

$$K_T = U_{кв} / U_{2ТТ},$$

где $U_{кв}$ — напряжение переменного тока в контактной сети, В; $U_{2ТТ}$ — напряжение переменного тока на вторичной обмотке тягового трансформатора, В.

Если пренебречь потерями напряжения в статическом преобразователе электровоза, величина $U_{2ТТ}$ будет равна рабочему напряжению тока, подводимому к тяговым электродвигателям, т.е. $U_{ТЭД} \cong U_{2ТТ}$. Изменяя степенями число витков обмоток тягового трансформатора, регулируют коэффициент трансформации и, соответственно, величину напряжения на тяговых двигателях $U_{ТЭД}$ электровоза переменного-постоянного тока.

На отечественных электровозах и электропоездах переменного-постоянного тока применяют систему низковольтного регулирования, т.е. изменяют число витков на вторичной обмотке тягового трансформатора. На пассажирских электровозах ЧС4 и ЧС4Т применена система высоковольтного регулирования на первичной обмотке трансформатора.

Необходимо отметить, что напряжение в статическом преобразователе не остается постоянным, а зависит от тока нагрузки $I_{ТЭД}$.

Среднее значение выпрямленного напряжения U_d на тяговых электродвигателях, В:

$$U_{ТЭД} = U_{во} - \Delta U_k - \Delta U_R - \Delta U_{вент},$$

где $U_{во}$ — выпрямленное напряжение при холостом ходе ($I_{ТЭД} = 0$) выпрямителя, В; ΔU_k — реактивное падение напряжения из-за коммутации тока, В; ΔU_R — падение напряжения от активного сопротивления трансформатора и сглаживающего реактора, пропорциональное величине $I_{ТЭД}$, В; $\Delta U_{вент}$ — падение напряжения в вентильях, В.

Зависимость выпрямленного напряжения $U_{ТЭД}$ от тока электродвигателя $I_{ТЭД}$ называют внешней характеристикой преобразовательной установки. Внешнюю характеристику преобразовательной установки $U_{ТЭД} = f(I_{ТЭД})$ используют при построении расчетных тяговых характеристик э.п.с. переменного-постоянного тока.

На ряде серий электровозов и электропоездов (ВЛ80К, ВЛ60К, ВЛ80Т, ВЛ80С, ЭР9) изменение ступеней регулирования напряжения на двигателях $U_{ТЭД}$ выполняется машинистом при помощи рукоятки контроллера. На большинстве серий грузовых электровозов предусмотрено 33 позиции рукоятки контроллера машиниста, каждой позиции соответствуют коэффициент трансформации трансформатора и величина $U_{ТЭД}$.

На электровозах ВЛ80Р и ВЛ85 применены преобразователи с плавно регулируемым выходным выпрямленным напряжением. Основу этих преобразователей составляют мощные силовые тиристоры, позволяю-

щие обеспечить четырехзонное регулирование напряжения, когда группа секций тягового трансформатора замещается одной секцией, напряжение которой равно суммарному напряжению нескольких секций. Этим обеспечивается плавное регулирование величины выпрямленного напряжения $U_{\text{ТЭД}}$, подводимого к двигателям электровоза.

Регулирование магнитного потока Φ тяговых двигателей э.п.с. переменного-постоянного тока осуществляется на высшей позиции рукоятки контроллера машиниста (ПК33). Многоступенчатая система ослабления магнитного возбуждения на электровозах переменного-постоянного тока выполнена по аналогии с электроподвижным составом постоянного тока (см. рис. 2.41), число ступеней ослабления магнитного потока Φ 3-5.

Необходимо отметить, что на электровозах ВЛ85 и ВЛ65 вместо неуправляемых полупроводниковых вентилях используются тиристоры, которые позволяют плавно регулировать напряжение, подводимое к тяговым электродвигателям, и, соответственно, значение касательной силы тяги по сравнению с э.п.с. со статическими преобразователями.

Расчетные тяговые характеристики электровозов переменного-постоянного тока строят по электромеханическим характеристикам тяговых электродвигателей аналогично построениям для э.п.с. постоянного тока. Различие состоит в том, что скоростные характеристики колесно-моторного блока $V = f(I_{\text{ТЭД}})$ перестраивают с учетом внешней характеристики преобразователя для каждой ступени регулирования $U_{\text{ТЭД}}$.

На рис. 2.47 представлены расчетные характеристики электровоза переменного-постоянного тока. Тяговые характеристики электровоза со статическим преобразователем представляют семейство кривых $F_k = f(V)$, пропорциональное числу ступеней регулирования величины $U_{\text{ТЭД}}$, т.е. позиций рукоятки контроллера машиниста (ПК1... ПК33). На высшей (ПК33) позиции рукоятки контроллера машиниста каждой ступени ослабления магнитного потока НП-ОП1-ОП2-ОП3 также соответствует своя характеристика $F_k = f(V)$.

Поле возможных тяговых характеристик электровоза переменного-постоянного тока ограничивается следующими предельными кривыми (см. рис. 2.47, а: а-б — ограничение по условиям сцепления колес с рельсами; б-с-д — ограничение по допустимому току (току коммутации) тяговых электродвигателей; д-е — ограничение по максимальной скорости движения.

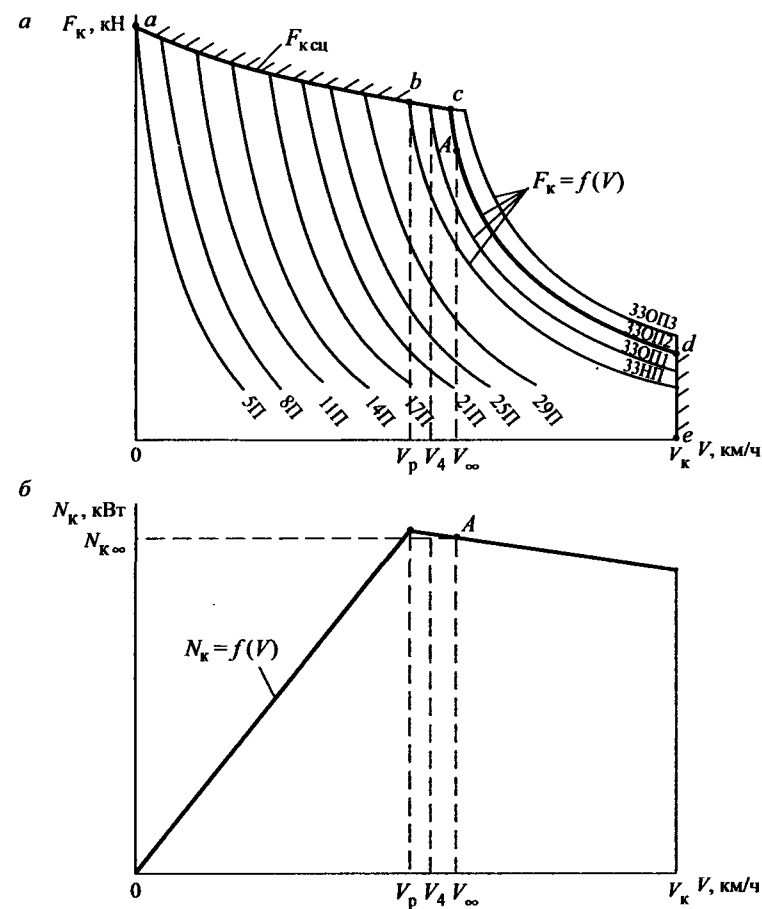


Рис. 2.47. Расчетные характеристики электровоза переменного-постоянного тока: а – тяговая характеристика; б – кривая изменения касательной мощности

Силовое оборудование электроподвижного состава переменного-постоянного тока рассчитывают из условий надежной работы на следующих основных режимах: расчетный (V_p), часовой ($V_ч$) и длительный (V_{∞}). Эти режимы соответствуют тяговой характеристике $F_k = f(V)$ локомотива на высшей (ПК33) позиции рукоятки контроллера машиниста и ступени нормального магнитного потока НП (см. рис. 2.47, а).

Так, по расчетному режиму работы электровоза переменного-постоянного тока (точка «в» на кривой $F_k = f(V)$ — см. рис. 2.47, а) устанавливают весовые нормы поездов для конкретных участков обращения локомотивов и проводят тяговые расчеты по определению скорости движения и времени хода поезда по перегону.

Касательная мощность N_k электровоза переменного-постоянного тока изменяется (см. рис. 2.47, б) пропорционально росту напряжения $U_{тэд}$ на тяговых электродвигателях и, соответственно, увеличению коэффициента трансформации тягового трансформатора. При наборе позиций контроллера машиниста с ПК1 до ПК32 касательная мощность N_k электровоза возрастает ступенчато, однако на рис. 2.47, б это изменение касательной мощности N_k в функции скорости показано в виде линейной зависимости $N_k = f(V)$, построенной для удобства по средним значениям касательной мощности. Максимальная мощность $N_{k\max}$ электровозом переменного-постоянного тока может быть реализована лишь при расчетной скорости V_p , т.е. при наборе наибольшей позиции рукоятки контроллера машиниста ПК33. В диапазоне $V_p - V_k$ касательная мощность N_k электровоза несколько уменьшается, что объясняется потерями мощности при переходах НП-ОП1-ОП2-ОП3 и жесткостью характеристик тяговых электродвигателей с последовательным возбуждением. Часовой ($V_{ч}$) и длительный (V_{∞}) режимы работы электровоза переменного-постоянного тока соответствуют рабочему диапазону. При сравнении тяговых качеств электровозов переменного-постоянного тока с тепловозной тягой целесообразно использовать скорость V_{∞} и силу тяги $F_{k\infty}$ длительного режима электровоза и расчетные параметры тепловоза.

Опытные тяговые характеристики электроподвижного состава переменного-постоянного тока получают в результате тягово-энергетических и эксплуатационных испытаний (см. главу 8).

В качестве примера на рис. 2.48. представлены тяговые характеристики $F_k = f(V)$ грузового электровоза ВЛ85 на 1, 2, 3 и 4-й зонах регулирования (при полностью открытых тиристорах) и трех ступенях ослабления магнитного потока НП-ОП1-ОП2-ОП3. На электровозе применено параллельное соединение тяговых электродвигателей. В случае боксования колесной пары уменьшается сила тока I_d связанного с ней тягового электродвигателя и ток нагрузки преобразователя. В соответствии с внешней характеристикой преобразователя в этом

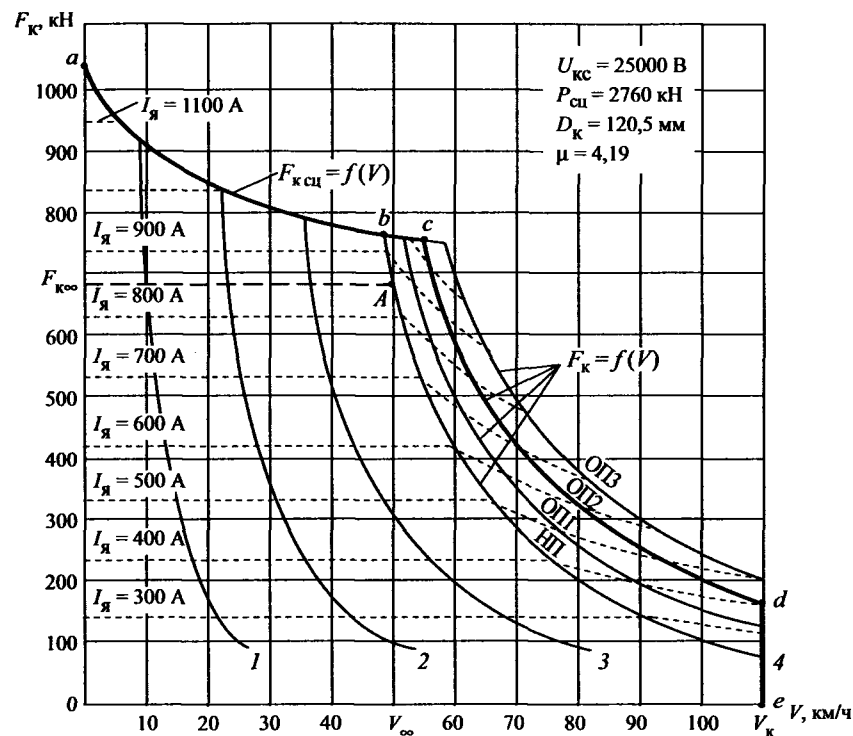


Рис. 2.48. Тяговые характеристики электровоза ВЛ85

случае увеличивается напряжение на «бокующем» колесно-моторном блоке, что в итоге препятствует развитию процесса боксования локомотива.

В этой связи у электровоза ВЛ85 использование силы сцепления при трогании с места и разгоне существенно выше, чем на э.п.с. постоянного тока при последовательном соединении тяговых электродвигателей.

На электровозе ВЛ85 применена система управления по двум параметрам: току и скорости. Одной рукояткой управления машинист может задать значения пускового тока от 300 до 1100 А (на рис. 2.48 значения пускового тока отмечены штриховыми линиями), другой — скорость, при достижении которой ускорение поезда прекращается. На графиках $F_k = f(V)$ электровоза ВЛ85 отмечены следующие ограниче-

ния силы тяги: кривая $a-b$ — по сцеплению колес с рельсами; $b-c-d$ — по току коммутации тяговых электродвигателей; $d-e$ — по максимальной скорости движения. На кривой $F_k = f(V)$, соответствующей четвертой зоне регулирования и нормальному магнитному потоку НП, отмечены точки расчетного (V_p), часового ($V_ч$) и длительного (V_∞) режимов работы электровоза. Как отмечалось ранее, длительный режим работы электровоза ВЛ85 ($V_\infty = 50$ км/ч; $F_{к\infty} = 675$ кН) соответствует расчетному режиму магистрального тепловоза.

2.8.5. Тяговые свойства электровозов с бесколлекторными электродвигателями

С 1997 года на российские железные дороги в опытную эксплуатацию поступили пассажирские электровозы серии ЭП200 и ЭП10 с бесколлекторными тяговыми электродвигателями, построенные на Новочеркасском электровозостроительном заводе (НЭВЗ).

Восьмиосные электровозы ЭП200 оборудованы трехфазными вентильными (синхронными) электродвигателями и предназначены для работы на электрифицированных участках переменного тока с напряжением контактной сети $U_{кc} = 25$ кВ. Шестиосный электровоз ЭП10 оборудован асинхронными тяговыми электродвигателями (АТД) НТА-1200 мощностью в длительном режиме $P_\infty = 1170$ кВт каждый и предназначен для работы с пассажирскими поездами на электрифицированных участках постоянного ($U_{кc} = 3$ кВ) и переменного однофазного тока ($U_{кc} = 25$ кВ).

Выпуск современных отечественных пассажирских электровозов с бесколлекторными тяговыми электродвигателями стал возможен благодаря опыту, накопленному на НЭВЗ при создании и доводке конструкций опытных электровозов ВЛ80^а (1971 г.) и ВЛ86^ф (1985 г.) с асинхронными тяговыми электродвигателями и двух электровозов серии ВЛ80^в (1970 г.) мощностью 8000 кВт с вентильными двигателями.

Тяговые свойства электровозов с асинхронными тяговыми электродвигателями определяются изменением основных параметров движения по рельсовой колее: скорости V и касательной силы тяги F_k на ободе колес колесных пар.

Скорость движения V электровоза с АТД может быть определена из следующего выражения, км/ч:

$$V = 0,188 \frac{D_k \cdot 60 \cdot f_1}{\mu p} (1 - S), \quad (2.36)$$

где f_1 — частота питающего АТД напряжения, Гц; p — число пар полюсов АТД; S — скольжение ротора, определяется по формуле 2.25.

В соответствии с уравнением академика М.П. Костенко (выражение 2.27) закон оптимального управления электровозов с АТД может быть представлен в следующем виде:

$$\frac{U_{D1}}{U_{Dном}} = \frac{V_1}{V'_1} \sqrt{\frac{F_{к1}}{F'_{к1}}}. \quad (2.37)$$

В формуле (2.37) скорость движения V_1 и касательная сила тяги $F_{к1}$ соответствуют частоте f_1 питающего напряжения U_{D1} , а величины V'_1 и $F'_{к1}$ — частоте $f_{ном}$ питающего напряжения $U_{Dном}$.

При движении электровоза с АТД в режиме постоянной скорости $V_1 = V'_1$ выражение (2.37) принимает вид:

$$\frac{U_{D1}}{U_{Dном}} = \sqrt{\frac{F_{к1}}{F'_{к1}}}.$$

Таким образом, для поддержания (заданной графиком) постоянной скорости движения электровоза с АТД с поездом на перегоне, что очень важно для пассажирских локомотивов, изменение питающего напряжения U_{D1} должно быть пропорционально корню квадратному из отношения величин $F_{к1} / F'_{к1}$.

При выходе тяговых электродвигателей на режим работы, соответствующий номинальному, а локомотива — рабочий участок тяговой характеристики при $V \geq V_A$, целесообразно поддерживать постоянную величину касательной мощности электровоза, т.е. $N_k = const$. Тем самым обеспечивается равномерная нагрузка системы электропитания со стороны электровоза с АТД. В этом случае $N_{к1} / N'_{к1} = F_{к1} V_1 / F'_{к1} V'_1 = 1$. Возведя обе части уравнения (2.37) в квадрат, окончательно получим:

$$\frac{U_{D1}}{U_{Dном}} = \sqrt{\frac{V_1}{V'_1}} = \sqrt{\frac{f_1}{f_{ном}}}. \quad (2.38)$$

Из уравнения (2.38) следует, что выполнение условия $N_k = \text{const}$ при работе электровоза с АТД в рабочем диапазоне скоростей $V^* - V_k$ возможно в случае изменения питающего напряжения U_{D1} пропорционально корню квадратному из его частоты f_1 .

Такой закон регулирования работы электровоза с АТД обеспечивается применением автономных инверторов напряжения АИН, в которых благодаря открытию или закрытию полупроводниковых вентилей в определенной последовательности происходит заданное изменение частоты f_1 питающего напряжения.

Перспективной представляется конструкция пассажирского электровоза ЭП10 двойного питания, в которой для управления работой АТД и электровоза в целом применены мощные полностью управляемые полупроводниковые приборы (например, ГТО-тиристоры), что позволило в несколько раз уменьшить вес и габаритные размеры статического преобразователя по сравнению с преобразователями, установленными на других сериях локомотивов с АТД, и повысить эксплуатационную надежность.

Электровоз ЭП10 предназначен для вождения скорых пассажирских поездов на длинных тяговых плечах, например, Москва — Нижний Новгород, Москва — Адлер, Москва — Западная Европа и другие, т.е. прежде всего на тех участках обращения, где находятся станции стыкования систем постоянного и переменного тока. Применение электровоза двойного питания позволяет организовать безостановочное движение пассажирских поездов по станциям стыкования и существенно повысить участковые скорости движения поездов. Осевая формула электровоза ЭП10 $2_0-2_0-2_0$, сцепной вес 1350 кН, нагрузка от колесной пары на рельсы 225 кН, максимальная скорость движения 160 км/ч, мощность длительного режима $P_\infty = 7000$ кВт.

На рис. 2.49 приведены структурные схемы питания и управления работой тягового электрического привода колесных пар одной тележки электровоза ЭП10 при работе от контактной сети постоянного (а) и переменного (б) тока.

При работе электровоза ЭП10 на железнодорожных участках электрифицированных на постоянном токе $U_{KC} = 3$ кВ, его структурная схема включает в себя (см. рис. 2.49, а): сетевой фильтр (СФ), делитель напряжения (ДН), импульсный регулятор напряжения (ИРН), трехфаз-

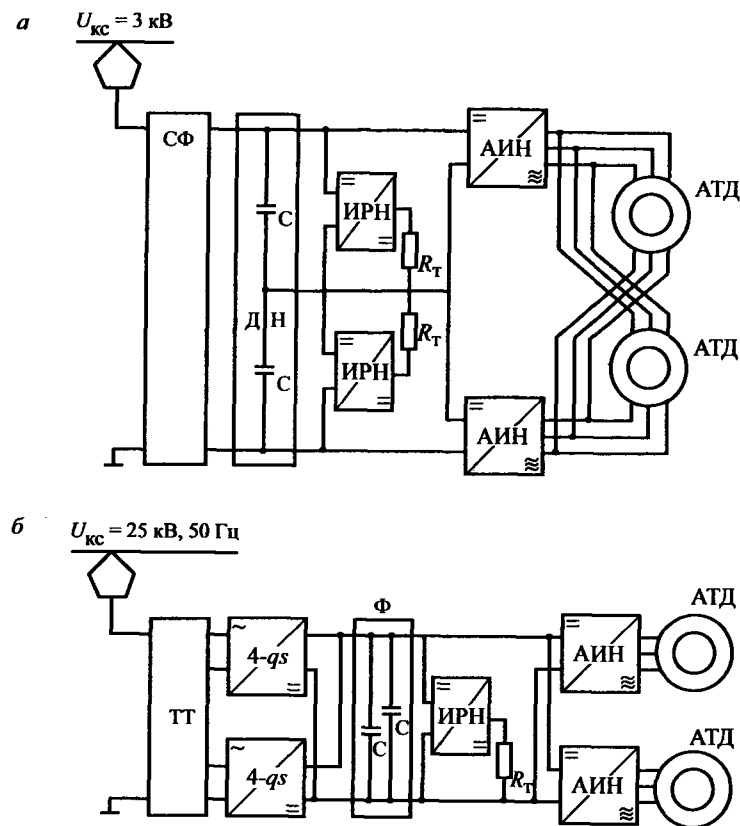


Рис. 2.49. Структурные схемы питания и управления тягового привода колесных пар одной тележки электровоза ЭП10 при работе от контактной сети постоянного (а) и переменного (б) тока: СФ — сетевой фильтр; ДН — делитель напряжения; ИРН — импульсный регулятор напряжения; Ф — фильтр звена постоянного тока; АИН — трехфазный автономный инвертор напряжения; 4-qs — четырехквadrантный преобразователь; АТД — асинхронный тяговый электродвигатель

ный автономный инвертор напряжения (АИН) и асинхронные тяговые электродвигатели (АТД).

Основным звеном силовой цепи питания и управления работой асинхронных тяговых двигателей АТД электровоза ЭП10 является **трехфазный автономный инвертор напряжения (АИН)**, в котором напряже-

янный, затем в инверторе АИН происходит обратное преобразование постоянного напряжения в переменное с изменением частоты тока. В итоге это приводит к дополнительным потерям и снижению к.п.д. электровоза по сравнению с его эксплуатацией на линиях постоянного тока 3 кВ.

На рис. 2.50 представлены опытные тяговые характеристики пассажирского электровоза ЭП10 с асинхронными тяговыми электродвигателями для двух режимов работы АТД длительного (кривая 1) и часового (кривая 2) [11]. На тяговой характеристике ЭП10 отмечены следующие ограничения касательной силы тяги (см. рис. 2.50): $a-b$ — по силе сцепления колес с рельсами, $b-a$ — по силе тока и напряжению тяговых двигателей, $в-г$ — по максимальному значению силы тока преобразователей электровоза, $д-е$ — по наибольшей скорости движения.

При работе в длительном режиме электровоз ЭП10 реализует касательную силу тяги 300 кН при скорости 80 км/ч; в часовом режиме $F_{кч} = 315$ кН при скорости 80 км/ч, мощность часового режима — 7200 кВт. Максимальная сила тяги при трогании локомотива — 375 кН.

Глава 3

СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

3.1. Классификация сил сопротивления

Работа касательной силы тяги, создаваемой при взаимодействии движущихся колес локомотива с рельсами, преимущественно затрачивается на преодоление внешних сил, препятствующих движению поезда. Природа и причины возникновения, а также величина этих внешних сил различны. Многие внешние силы случайны, многие взаимосвязаны по физике явления. Неуправляемые внешние силы, направленные в сторону противоположную направлению движения поезда и, следовательно, препятствующие его движению, называются *действительными силами сопротивления движению*.

В теории локомотивной тяги принято оценивать результирующую всех неуправляемых внешних сил сопротивления движению поезда. В соответствии с этим *сопротивлением движению поезда* называют эквивалентную силу, приложенную в зонах (точках) касания колес с рельсами, на преодоление которой затрачивается такая же работа, как на преодоление всех неуправляемых действительных сил, препятствующих движению.

Силы сопротивления движению подвижного состава принято обозначать буквой W (от немецкого слова *der Widerstand* — сопротивление, противодействие).

Классификация сил сопротивления основана на их разделении по следующим признакам с соответствующими обозначениями.

Классификация сил сопротивления по отношению к весу подвижного состава:

- полное сопротивление — W , Н;
- удельное сопротивление — w , Н/кН.

Полное сопротивление W представляет собой сопротивление движению поезда или единицы подвижного состава в целом.

Удельное сопротивление w — сила сопротивления, в Н, движению каждой единицы веса поезда, в кН. Удельные силы сопротивления движению широко используются при выполнении тяговых расчетов.

Полное W в Н, и удельное w в Н/кН, сопротивления взаимосвязаны:

$$W = w(P + Q),$$

или

$$w = \frac{W}{P + Q},$$

где $P + Q$ — вес поезда, кН.

Классификация сил сопротивления по условиям эксплуатации:

- основное сопротивление — W_o, w_o ;
- дополнительные сопротивления — $W_{доп}, w_{доп}$;
- добавочное сопротивление при трогании с места — $W_{тр}, w_{тр}$;
- общее сопротивление — W_k, w_k .

За основное сопротивление принимают те силы, которые препятствуют движению подвижного состава по прямому горизонтальному пути на открытой местности при нормальных метеорологических условиях с любой допустимой по безопасности движения скоростью.

Необходимо отметить, что в теории локомотивной тяги движение всех единиц подвижного состава, в том числе локомотивов, описывается одним и тем же уравнением движения поезда. Наличие на локомотивах тяговых электродвигателей и зубчатых тяговых передач, а также механических трансмиссий на тепловозах с гидротрансмиссиями делает основное сопротивление движению локомотивов отличным от вагонов. На величину основного сопротивления движению также существенное влияние оказывает режим работы локомотива в эксплуатации.

В этой связи дополнительно различают силы основного сопротивления в зависимости от режима работы локомотива (тягового режима или холостого хода):

- основное сопротивление движению поезда с локомотивом, работающим в режиме тяги, — W_o, w_o ;
- основное сопротивление движению поезда с локомотивом, работающим в режиме холостого хода, — $W_{ох}, w_{ох}$.

Основная физическая природа основного сопротивления — силы механического трения.

Основное сопротивление всегда сопутствует движению подвижного состава; при любых условиях его эксплуатации величина W_o не может быть равна нулю.

Дополнительные сопротивления — временно действующие силы, возникающие в конкретных условиях эксплуатации подвижного состава, например при движении по уклону профиля пути, в кривой, в тоннелях и прочее.

Добавочное сопротивление возникает при трогании с места единиц подвижного состава. Это сопротивление ограничено по времени действия, его физическая природа и причины возникновения заметно отличаются от сил основного сопротивления. По этим и ряду других причин добавочное сопротивление при выполнении тяговых расчетов учитывается отдельно.

Общее сопротивление движению подвижного состава представляет собой алгебраическую сумму основного, дополнительных и добавочного сопротивлений.

Классификация сил сопротивления по типу подвижного состава:

- сопротивление движению локомотива — вводится один штрих сверху — W', w' ;
- сопротивление движению состава (вагонов) — вводится два штриха сверху — W'', w'' ;
- сопротивление движению поезда — штрихи не применяются — W, w .

3.2. Основное сопротивление движению

При движении подвижного состава по прямому горизонтальному пути имеет место лишь основное сопротивление W_o , которое может быть представлено в виде суммы шести элементов его составляющих, а именно:

- сопротивление от трения в буксовых подшипниках (K_1);
- сопротивление от трения качения колес по рельсам (K_2);
- сопротивление от трения скольжения колес по рельсам (K_3);
- диссипация энергии при взаимодействии колес с рельсами (K_4);
- сопротивление воздушной среды (K_5);
- диссипация энергии в окружающую среду (K_6).

Таким образом, основное полное сопротивление движению подвижного состава, Н:

$$W_0 = K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5 + K_6. \quad (3.1)$$

Рассмотрим физическую природу возникновения и дадим качественную и количественную оценки составляющим основного сопротивления движению.

1. Сопротивление от трения в буксовых подшипниках

При вращении колес диаметром D_k локомотива между шейкой оси колесной пары диаметром d и буксовым подшипником (рис. 3.1) под действием на корпус букс нагрузки « $2\Pi - q_{кп}$ » по закону Кулона возникает сила трения, кН:

$$F_{бп} = (2\Pi - q_{кп}) \cdot \varphi_{п}, \quad (3.2)$$

где 2Π — нагрузка от колесной пары на рельсы, кН; $q_{кп}$ — вес колесной пары, кН; $\varphi_{п}$ — коэффициент трения между шейкой оси колесной пары и буксовым подшипником.

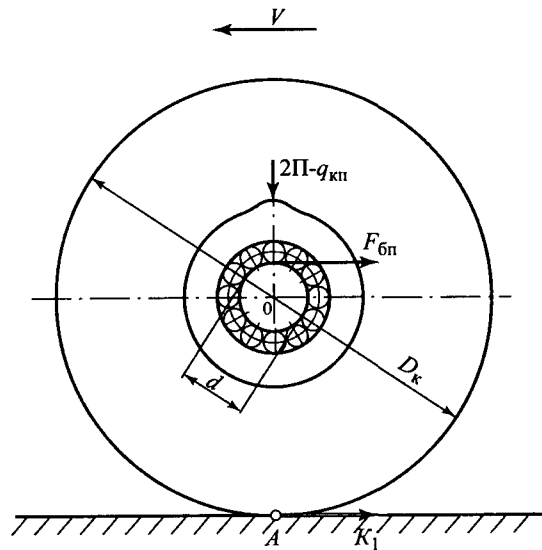


Рис. 3.1. Образование силы сопротивления от трения в буксовых подшипниках

Механическая работа A_1 силы трения $F_{бп}$ за один оборот колесной пары равна:

$$A_1 = F_{бп} \cdot \pi \cdot d = (2\Pi - q_{кп}) \cdot \varphi_{п} \cdot \pi \cdot d. \quad (3.3)$$

По определению сила K_1 , приложенная в точке касания колеса и рельса (т. «А» на рис. 3.1) и эквивалентная силе $F_{бп}$, является сопротивлением от трения в буксовых подшипниках.

Механическая работа A_2 силы K_1 за один оборот колесной пары относительно центра 0 равна:

$$A_2 = K_1 \cdot \pi \cdot D_k. \quad (3.4)$$

Равновесие системы, приведенной на рис. 3.1, возможно при выполнении условия $A_1 = A_2$. Приравниваем правые части уравнений (3.3) и (3.4):

$$(2\Pi - q_{кп}) \cdot \varphi_{п} \cdot \pi \cdot d = K_1 \cdot \pi \cdot D_k,$$

откуда выразим силу сопротивления от трения в буксовых подшипниках одной колесной пары K_1 , Н:

$$K_1 = (2\Pi - q_{кп}) \cdot \varphi_{п} \cdot \frac{d}{D_k} \cdot 10^3, \quad (3.5)$$

где 10^3 — коэффициент перевода из «кН» в «Н».

Удельное сопротивление от трения в буксовых подшипниках, Н/кН:

$$k_1 = \frac{K_1}{2\Pi} = \left(1 - \frac{q_{кп}}{2\Pi}\right) \cdot \varphi_{п} \cdot \frac{d}{D_k} \cdot 10^3. \quad (3.6)$$

Из формулы (3.5) следует, что величина сопротивления от трения в буксовых подшипниках зависит от нагрузки на буксовые подшипники 2Π , отношения диаметров шейки оси d и колес D_k колесной пары и коэффициента трения $\varphi_{п}$. При увеличении величин 2Π и D_k затраты энергии локомотива на преодоление этого вида сопротивления уменьшаются.

Более чем 150-летний опыт эксплуатации локомотивов и вагонов на отечественных железных дорогах позволил опытным путем установить оптимальные соотношения $\frac{d}{D_k}$ и $\frac{q_{кп}}{2\Pi}$.

Так как грузовой поезд почти на 100% состоит из вагонов, определим по формуле (3.6) удельное сопротивление от трения в буксовых

подшипниках полностью загруженного грузового вагона, для которого: $2P = 220$ кН; $q_{кп} = 12$ кН; $d = 0,145$ м; $D_k = 0,950$ м, соответственно,

$$\frac{q_{кп}}{2P} = 0,06; \quad \frac{d}{D_k} = 0,16; \quad \text{получим, Н/кН:}$$

$$k_1 = 150 \varphi_{п}. \quad (3.7)$$

В целом, сопротивление от трения в буксовых подшипниках зависит от загрузки вагонов и, главное, коэффициента трения $\varphi_{п}$.

Зависимость коэффициента трения в буксовых подшипниках подвижного состава от скорости его движения была впервые получена русским академиком Николаем Павловичем Петровым, который в 1884 г. разработал и опубликовал гидродинамическую теорию смазки.

В соответствии с этой теорией для буксовых подшипников подвижного состава

$$\varphi_{п} = \frac{\mu V}{\Delta h p}, \quad (3.8)$$

где μ — вязкость смазки; Δh — толщина слоя смазки; p — удельное давление в подшипнике; V — скорость движения.

На рис. 3.2 показаны зависимости коэффициента трения $\varphi_{п}$ в буксах подвижного состава от скорости движения, типа подшипника и загрузки вагонов. Диапазоны изменения величины $\varphi_{п}$ для каждого типа буксового подшипника показаны на рис. 3.2 заштрихованной площадью. Верхние границы (кривые) диапазонов соответствуют порожним вагонам при $q_o = 60$ кН, нижние — полной загрузке вагона при нагрузке от колесной пары на рельсы $q_o = 220$ кН.

Процесс трогания с места начинается в условиях сухого трения, когда между шейкой оси и подшипником отсутствует масляная пленка (масляный клин) — коэффициент трения в буксовых подшипниках максимальный. При движении между вкладышем подшипника и осью колесной пары появляется масляный клин и величина $\varphi_{п}$ снижается до минимальных значений — диапазон скоростей 30—50 км/ч. При дальнейшем увеличении скорости движения коэффициент трения и сопротивление от трения в буксовом подшипнике вновь возрастают. Это объясняется тем, что при $V > 50$ км/ч повышается температура смазки и уменьшается ее вязкость; чисто жидкостное трение часто нарушается, что приводит к увеличению сил трения.

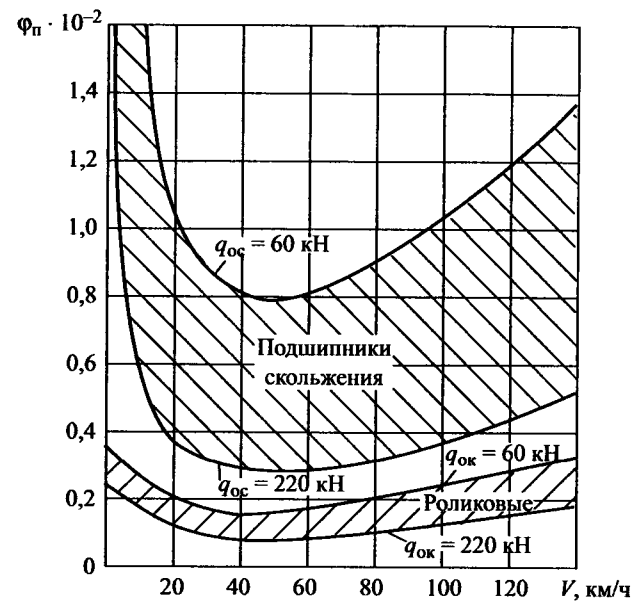


Рис. 3.2. Зависимости коэффициента трения в буксовых подшипниках от скорости движения, типа подшипника и нагрузки от колесной пары на рельсы

У роликовых подшипников разница в значениях $\varphi_{п}$ в эксплуатационном диапазоне скоростей менее заметна, чем у буксовых подшипников скольжения. Особенно эта разница (см. рис. 3.2) видна при трогании вагонов с места. В среднем, соотношение $\varphi_{пс} / \varphi_{р} = 3 \div 5$. Применение роликовых подшипников в буксах подвижного состава эффективно не только с позиций тяги и энергетики поездов, но и в связи с повышением его эксплуатационной надежности, упрощения обслуживания и ремонта подвижного состава; уменьшаются расходы цветных металлов и смазочных масел.

В последние годы весь вновь строящийся подвижной состав (в т. ч. грузовые вагоны) оборудуется исключительно роликовыми буксами.

В соответствии с формулой (3.7) ориентировочные значения удельного сопротивления от трения в буксовых подшипниках подвижного состава составляют:

$$\begin{aligned} \text{для роликовых подшипников} & K_{1р} = (0,1 \div 0,2) \cdot 10^{-1}, \text{ Н/кН}; \\ \text{для подшипников скольжения} & K_{1с} = (0,5 \div 1,0) \cdot 10^{-1}, \text{ Н/кН}. \end{aligned}$$

2. Сопротивление от трения качения колес по рельсам

Перекатывание колесных пар по рельсам сопровождается возникновением сил трения качения, на преодоление которых затрачивается энергия движущегося подвижного состава. Физическая природа трения качения обусловлена следующим. Под действием силы нажатия 2Π колесной пары на рельсы возникают упругие деформации опорной поверхности бандажей колес и рельсов. Вследствие этой деформации колеса колесной пары опускаются на величину Δ (рис. 3.3), и необходимо затратить энергию на возвращение колесной пары в первоначальное состояние. В свою очередь, на рельсе (рис. 3.4) перед колесом образуется «наплыв», то есть колесо из-за смятия опорной поверхности рельса гонит перед собой упругую волну металла рельса. Определенным аналогом этого явления может быть движение парохода по воде. Перед пароходом вода поднимается, появляется бурун, и пароход гонит перед собой дополнительную массу воды.

При качении колес колесной пары по рельсам в зоне контактной площадки нарушается симметричное распределение напряжений по спорной поверхности рельсов. Как следствие этого явления происходит смещение точки приложения равнодействующей реакции рель-

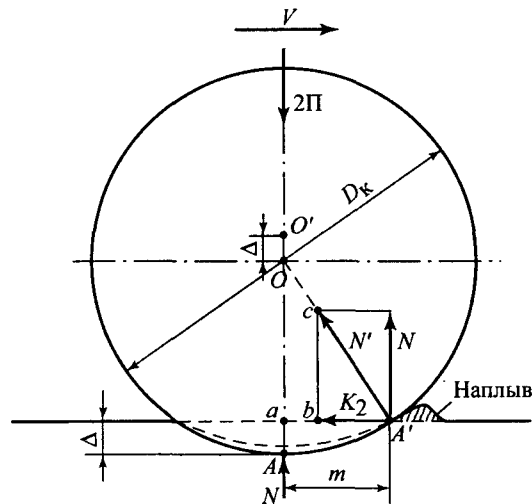


Рис. 3.3. Схема взаимодействия движущегося колеса с рельсом

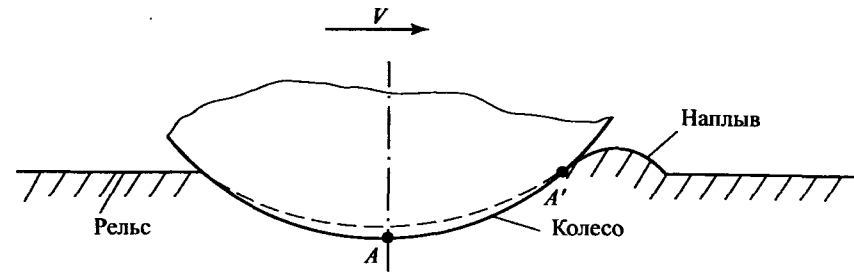


Рис. 3.4. Схема упругой деформации колеса и рельса при образовании силы сопротивления от трения качения

са N' (см. рис. 3.3) на величину m по направлению движения, то есть в точку A' . Предположим, что реакция рельса N' направлена в центр колеса O . Разложим реакцию N' на две составляющие N и K_2 .

Из подобия треугольников $OA'a$ и $CA'b$ следует

$$\frac{K_2}{N} = \frac{2m}{D_k} \quad (3.8)$$

Учитывая, что $N = 2\Pi$, получим выражение для определения величины силы сопротивления от трения качения одной колесной пары, H :

$$K_2 = \frac{2m}{D_k} \cdot 2\Pi \cdot 10^3 \quad (3.9)$$

Удельное сопротивление от трения качения колес по рельсам, $H/\text{кН}$:

$$k_2 = \frac{K_2}{2\Pi} = \frac{2m}{D_k} \cdot 10^3 \quad (3.10)$$

Таким образом, сопротивление от трения качения колес по рельсам зависит от величины смещения m , зависящей в свою очередь от твердости металла бандажей и рельсов, и диаметра колес. При величине смещения $m = 0,1 - 0,2$ мм и диаметре колесных пар $D_k = 950 - 1250$ мм удельное сопротивление от трения качения составляет $0,2 - 0,4$ Н/кН. Поверхностная закалка головок рельсов позволяет уменьшить величину k_2 .

Необходимо отметить, что академик Н.П. Павлов еще в прошлом столетии доказал, что величина k_2 не зависит от скорости.

3. Сопротивление от трения скольжения колес по рельсам

Движение подвижного состава по рельсовой колее всегда сопровождается проскальзыванием колес колесных пар и появлением сил трения скольжения. В основе возникновения сил сопротивления от трения скольжения колес по рельсам лежат следующие основные причины:

- конусность бандажей (k_3');
- влияние колесных пар в рельсовой колее (k_3'');
- неравенство диаметров колес одной колесной пары (k_3''');
- неточность установки колесных пар в раме тележки (k_3^{IV});

Таким образом, удельное сопротивление от трения скольжения колес подвижного состава по рельсам k_3 можно представить в виде суммы, Н:

$$k_3 = k_3' + k_3'' + k_3''' + k_3^{IV}. \quad (3.11)$$

Рассмотрим физическую природу составляющих уравнения (3.11).

Конусность бандажа. Стандартный профиль (сечение) бандажа колесных пар локомотива (рис. 3.5) состоит из двух конических по-

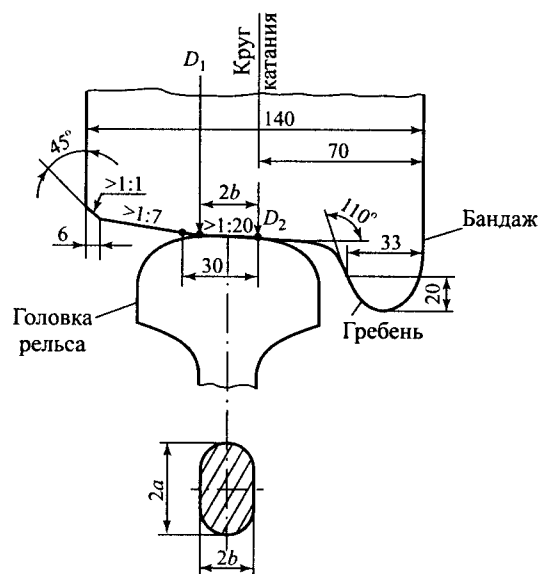


Рис. 3.5. Форма опорной поверхности бандажа колеса на рельсе

верхностей: основной с конусностью 1:10 (уклон 1:20) и боковой с конусностью 1:3,5 (уклон 1:7); гребня, а также торцевой фаски под углом 45° (уклон 1:1). Конусность поверхности катания бандажа способствует центрированию колесной пары в рельсовой колее и облегчает прохождение подвижным составом кривых участков пути. С другой стороны, конусность бандажа приводит к дополнительному проскальзыванию колес относительно рельсов.

При центральном положении колесной пары в рельсовой колее бандаж колеса касается рельса не точкой, а контактной площадкой, которая имеет форму эллипса с длиной $2b \approx 10$ мм и шириной $2a \approx 20$ мм (см. рис. 3.5). Вследствие конусности бандажа $D_1 \neq D_2$, соответственно, путь, проходимый точками контактной площадки по длине $2b$, будет разным, т. е. $\pi D_1 \neq \pi D_2$. Так как путь, проходимый колесной парой, будет один, то точки бандажа, лежащие на больших диаметрах, например, на D_2 , будут проскальзывать.

В процессе эксплуатации подвижного состава постоянно происходит абразивный износ (прокат) бандажей колес и головок рельсов. Форма контактной площадки бандажа с рельсом меняется во времени и по протяженности пути (рис. 3.6). Исследования этого явления, проведенные ВНИИЖТом, показали, что из тысяч изношенных бандажей нельзя обнаружить два полностью совпадающих профиля бандажей. Те же выводы были сделаны по изношенным рельсам: в сечениях, отстоящих друг от друга на 10 м и более, нельзя обнаружить полностью совпадающие профили рельса. В этой связи теоретическая оценка затрат энергии на преодоление сопротивления от трения скольжения из-за конусности бандажей не представляется возможной. В среднем для подвижного состава величина удельного сопротивления от трения скольжения из-за конусности бандажей составляет $k_3' = 0,11$ Н/кН.

Влияние колес в рельсовой колее. Влияние отдельно взятой колесной пары подвижного состава обусловлено наличием зазоров σ_1 и σ_2 (рис. 3.7) в поперечном направлении между внутренними боковыми гранями рельсов и гребнями бандажей при центральном (по оси пути) установлении колесной пары. Эти зазоры предотвращают заклинивание колесной пары в колее, так как ширина колеи и размеры колесной пары имеют погрешности и дают возможность колесной паре из-за конусности бандажей центрировать свое положение в колее и избегать длительного прижатия одного из гребней бандажа к рельсу. Этим обес-

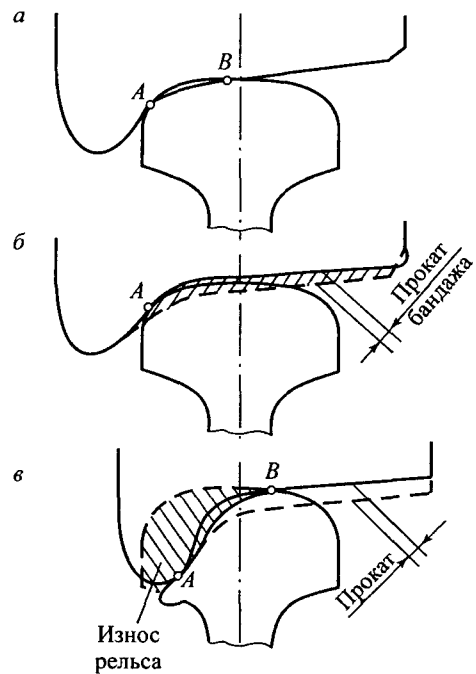


Рис. 3.6. Контактрование: *a* — нового бандажа с новым рельсом; *b* — изношенного бандажа с новым рельсом; *в* — изношенного бандажа с изношенным рельсом

печивается эксплуатационная надежность, минимизация затрат энергии на тягу поездов и на содержание рельсовой колеи и подвижного состава из-за уменьшения абразивного износа контактируемых поверхностей.

На движение экипажа подвижного состава оказывают влияние большое число случайных факторов (извилистость пути, толчки по длине поезда, стыки рельсов, неравномерный износ рельсов и т.д.). В этой связи колесная пара постоянно перемещается в поперечном оси пути направлении и, поочередно ударяясь гребнями о боковые грани рельсов, совершает виляние в пределах суммарного зазора 2σ (рис. 3.8). Период виляния одной колесной пары составляет примерно 20—30 м. Это виляние колесных пар при движении подвижного состава в колею и является одной из основных причин возникновения сил трения

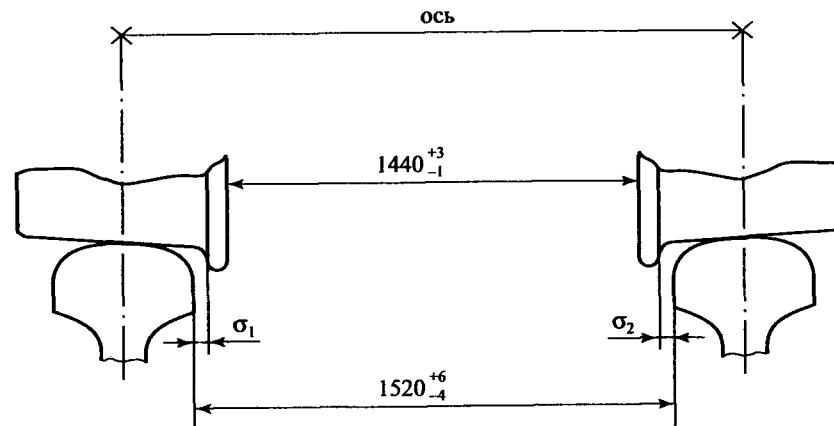


Рис. 3.7. Центральное (по оси пути) положение колесной пары в рельсовой колею

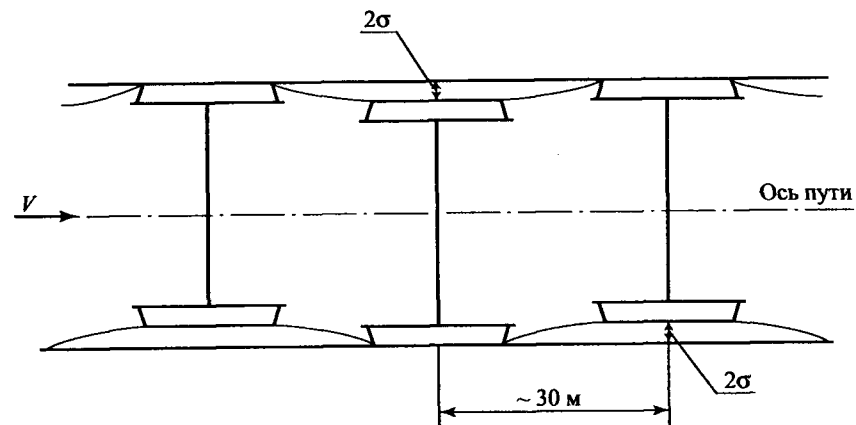


Рис. 3.8. Схема движения колесной пары по прямому горизонтальному пути

скольжения как в поперечном, так и в продольном направлениях, на преодоление которых необходимо затрачивать работу силы тяги локомотива.

Исследованиями, проведенными профессором МИИТа Г.М. Шахуняцем, было установлено, что уменьшение ширины колеи отече-

ственных железных дорог с 1524 мм (5 футов, существовала в период 1851—1972 гг.) до 1520 мм не приведет к увеличению основного сопротивления движению и не повлияет на безопасность движения поездов. Зато сокращение суммарного зазора 2σ (см. рис. 3.8) уменьшает силу удара гребня колеса о рельс и, соответственно, боковой износ головок рельсов.

Величина удельного сопротивления от трения скольжения из-за влияния колес в рельсовой колее в основном зависит от скорости движения и суммарного зазора 2σ , Н/кН:

$$k_3'' = (2\sigma)^2 (aV + bV^2), \quad (3.12)$$

где a, b — эмпирические коэффициенты.

Величина 2σ зависит от величины проката бандажей и износа рельсов, а также технологических погрешностей по ширине колеи (1520_{-4}^{+6}) и расстояния между колесными центрами колесной пары (1440_{-1}^{+3}).

Определим величину 2σ для новых колесных пар и идеальной рельсовой колеи:

$$2\sigma = 1520 - 1440 - 2 \cdot 33 = 14 \text{ мм}, \quad \sigma_1 = \sigma_2 = 7 \text{ мм}.$$

Минимальный зазор 2σ с учетом допусков

$$2\sigma = (1520 - 4) - (1440 + 3) - 2 \cdot 33 = 7 \text{ мм}, \quad \sigma_1 = \sigma_2 = 3,5 \text{ мм}.$$

Максимальный зазор 2σ для предельно изношенных гребней колес и рельсов с учетом допусков

$$2\sigma = (1520 + 6) - (1440 - 1) - 2 \cdot 25 = 37 \text{ мм}, \quad \sigma_1 = \sigma_2 = 18,5 \text{ мм}.$$

По оценке проф. Н.П. Петрова величина удельного сопротивления от влияния в среднем составляет $k_3'' = 0,15$ Н/кН.

Неравенство диаметров колес в одной колесной паре. Основные причины: неправильное формирование колесной пары колесами разного диаметра, большие погрешности станков, применяемых в депо для обточки колесных пар без выкатки из-под локомотива при ТО-4, неравномерный износ бандажей колес одной колесной пары и другие. В результате на колесе с большим диаметром имеет место проскальзывание, а следовательно, дополнительное трение скольжения. Точное

определение сопротивления k_3''' весьма затруднительно. В расчетах можно принимать $k_3''' = 0,15$ Н/кН.

Неточность установки колесных пар в раме тележки подвижного состава. После депоовского и заводского ремонтов подвижного состава имеет место непараллельность плоскостей колесных центров и перпендикулярность их оси колесной пары. При неправильной сборке шкворневого узла, возвращающих устройств, поводков и направляющих букс, а также других узлов тележек нарушается перпендикулярность осей колесных пар и тележек. В этих случаях наблюдается повышенный износ бандажей колесных пар и, следовательно, повышенное трение скольжения. Сопротивление от трения вследствие неточности установки колесных пар оценить сложно, его удельную величину в среднем принимают $k_3^{IV} = 0,1$ Н/кН.

Таким образом, удельное сопротивление от трения скольжения колес по рельсам можно определить по следующим эмпирическим формулам:

— для грузовых вагонов с подшипниками скольжения $(2\sigma)_{\text{ср}} = 18$ мм, Н/кН:

$$k_3 = 0,25 + 0,000013 \cdot V^2; \quad (3.13)$$

— для локомотивов и вагонов с роликовыми подшипниками, $(2\sigma)_{\text{ср}} = 10$ мм, Н/кН:

$$k_3 = 0,15 + 0,000004 \cdot V^2. \quad (3.14)$$

4. Диссипация энергии при взаимодействии колес с рельсами

Прохождение подвижным составом стыков рельсов и неровностей в плане и профиле пути сопровождается потерями кинетической энергии поезда. Вследствие упругой деформации элементов верхнего строения пути (рельсов, шпал и др.) энергия движущегося поезда также частично гасится в балласте пути и восполняется локомотивом для поддержания заданной скорости движения. Вышеперечисленные потери принято называть *диссипацией (рассеянием) энергии поезда в пути*.

Выделим основные причины этого вида сопротивления движению:

— потери кинетической энергии поезда при ударах на стыках рельсов и неровностях пути (k_4');

— упругая деформация рельсов и шпал под воздействием подвижного состава (k_4'').

Таким образом, диссипация энергии при взаимодействии колес подвижного состава с рельсами будет равна, Н:

$$K_4 = K_4' + K_4'' \quad (3.15)$$

Удары на стыках рельсов происходят потому, что конец рельса, по которому перекачивается колесная пара, несмотря на наличие связи с соседним рельсом с помощью накладки, прогибается под действием нагрузки 2Π колесной пары на рельсы. Соответственно, колесная пара в точке A' (рис. 3.9) ударяется о выступающий конец соседнего по ходу поезда рельса. Происходит мгновенное изменение поступательной V и угловой ω_k скоростей движения колесной пары, что влечет за собой потерю кинетической энергии. В схеме действия сил при прохождении колесной парой стыка, приведенной на рис. 3.9, сила K_4' , направленная в сторону противоположную движению, является силой сопротивления от удара колесной пары на стыке рельсов.

Примерно аналогичная картина наблюдается при прохождении колесной парой неровности пути длиной Δ' (рис. 3.10). Центр колеса «О»

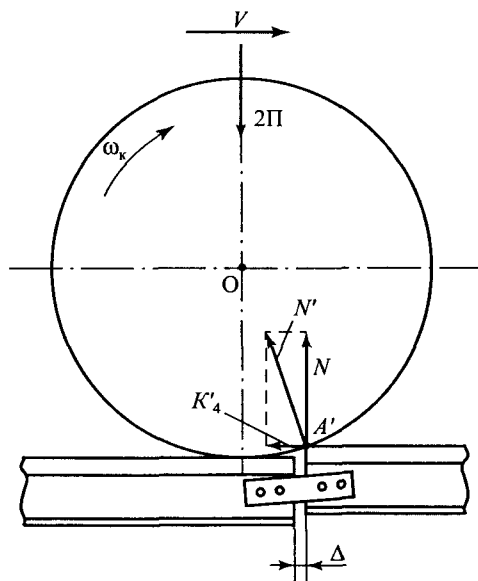


Рис. 3.9. Схема действия сил при прохождении колесной парой стыка рельсов

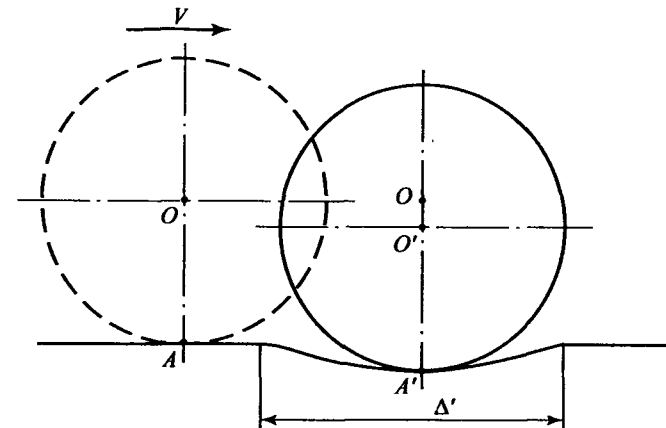


Рис. 3.10. Прохождение колесной парой неровности пути длиной Δ'

при попадании колеса в неровность пути смещается в положение «О'» и требуются дополнительные затраты работы силы тяги локомотива для возвращения центра колеса в первоначальное положение после прохода неровности.

Профессор Н.П. Петров в 1889 г. теоретическим путем установил, что величина сопротивления от ударов на стыках рельсов и неровностей пути зависит в первую очередь от скорости движения, нагрузки от колесной пары на рельсы, расстояния между соседними стыками, зазора в стыке, типов рельсов и балласта и содержания верхнего строения пути.

При удовлетворительном содержании верхнего строения пути и щебеночном балласте удельное сопротивление от ударов на стыках рельсов и неровностей пути равно, Н/кН:

$$k_4' = \frac{2\Pi}{l} (\alpha V + \beta V^2), \quad (3.16)$$

где 2Π — нагрузка от колесной пары на рельсы, кН; l — расстояние между соседними стыками (длина рельса), м; α , β — эмпирические коэффициенты, зависящие от жесткости пути, степени изношенности рельсов, типа рессорного подвешивания подвижного состава и др.

Структура формулы (3.16) показывает, что удельное сопротивление k_4' зависит не только от квадрата поступательной скорости движения подвижного состава, но и от первой ее степени. Следует, однако, отме-

тить, что до настоящего времени численные значения коэффициентов α и β не определены, и поэтому формула (3.16) для практических расчетов не используется.

В Европе для тех же целей используется иная формула, Н/кН:

$$k_4' = \frac{A}{D_k^2 l} \Delta^2 V^2, \quad (3.17)$$

где Δ — зазор в стыке рельсов, м; A — постоянный коэффициент; l — длина рельса, м; D_k — диаметр колеса, м.

Если принять диаметр колеса вагонов $D_k = 0,95$ м, длину рельса $l = 12,5$ м, зазор в стыке рельсов $D = 0,005$ м, выражение (3.17) примет вид, Н/кН:

$$k_4' = 0,000035 \cdot V^2. \quad (3.18)$$

Пример. Определить удельную силу сопротивления от ударов колесных пар на стыках рельсов k_4' для порожних ($q_0 = 60$ кН) и полностью груженых ($q_0 = 220$ кН) четырехосных грузовых вагонов с роликовыми подшипниками. Скорость движения $V = 60$ км/ч.

Решение. 1. Основное удельное сопротивление движению четырехосных вагонов по звеньевому пути, Н/кН:

$$w_{04з}'' = 0,7 + \frac{30 + V + 0,025 \cdot V^2}{q_0}.$$

2. Основное удельное сопротивление движению четырехосных вагонов по бесстыковому пути, Н/кН:

$$w_{046с}'' = 0,7 + \frac{30 + 0,9 \cdot V + 0,02 \cdot V^2}{q_0}.$$

3. Удельная сила сопротивления от ударов колесных пар на стыках рельсов k_4' будет равна разности между величинами $w_{04з}''$ и $w_{046с}''$, Н/кН:

$$k_4' = \Delta w = w_{04з}'' - w_{046с}'' = \frac{0,1 \cdot V + 0,005 \cdot V^2}{q_0},$$

а) для порожних вагонов ($q_0 = 60$ кН)

$$k_4' = \frac{0,1 \cdot V + 0,005 \cdot V^2}{q_0} = \frac{0,1 \cdot 60 + 0,005 \cdot 60^2}{60} = 0,4 \text{ Н/кН},$$

б) для груженых вагонов ($q_0 = 220$ кН)

$$k_4' = \frac{0,1 \cdot V + 0,005 \cdot V^2}{q_0} = \frac{0,1 \cdot 60 + 0,005 \cdot 60^2}{220} = 0,11 \text{ Н/кН}$$

Упругая деформация рельсов и шпал приводит к увеличению сопротивления движению подвижного состава.

Здесь можно рассматривать два явления. Под действием нагрузки q_0 рельс прогибается на величину f (рис. 3.11) и колесо еще больше опускается по сравнению с неровностью пути (см. рис. 3.10). В свою очередь рельсы передают нагрузку от подвижного состава шпалам, и прогиб рельсов возрастает. Энергия поезда, затраченная на преодоление упругой деформации элементов верхнего строения пути, не возвращается, а гасится балластом.

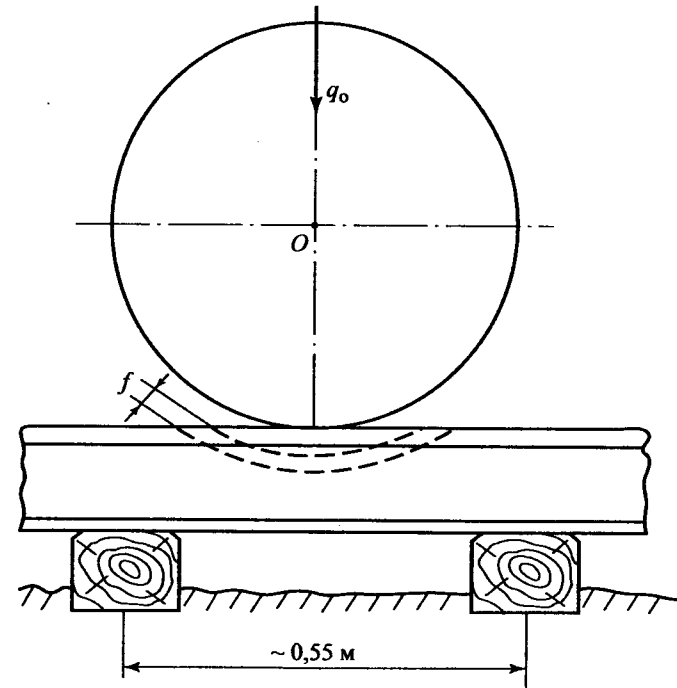


Рис. 3.11. Упругая деформация верхнего строения пути

Профессор М.Ф. Вериго предложил величину удельного сопротивления от упругой деформации верхнего строения пути определять по формуле, Н/кН:

$$k_4'' = \frac{B \cdot q_0 \cdot r \cdot a^2}{u^2}, \quad (3.19)$$

где B — постоянный коэффициент; q_0 — нагрузка от колесной пары вагона на рельсы, кН; r — параметр рассеяния или модуль трения основания железнодорожного пути, Н/см²; a — коэффициент относительной жесткости основания пути и рельса, см⁻¹; u — модуль упругости пути, Н/см².

По опытным данным при нормальном содержании пути величины a , u и r уравнения (3.19) равны: $a = 1 \cdot 10^{-2}$ см⁻¹, $u = 3000$ Н/см², $r = 260$ Н/см², тогда формула (3.19) примет вид, Н/кН:

$$k_4'' = 0,0036 \cdot q_0. \quad (3.20)$$

В целом диссипация энергии при взаимодействии колес подвижного состава с рельсами в удельном виде может быть определена из следующего выражения, Н/кН:

$$k_4 = 0,000035 \cdot V^2 + 0,0036 \cdot q_0. \quad (3.21)$$

Сопоставление данных, имеющих в литературе, и расчеты по формуле (3.21) показывают, что потери от диссипации энергии в пути зависят от квадрата скорости движения и нагрузки от колесной пары вагонов на рельсы q_0 , а удельное сопротивление от диссипации энергии в пути находится в пределах $k_4 = 0,15—0,9$ Н/кН.

5. Сопротивление воздушной среды

Поезд при движении по открытой местности вынужден преодолевать аэродинамическое (воздушное) сопротивление окружающей среды. Возникновение аэродинамического сопротивления обусловлено наличием вязкости воздуха, т.е. свойством оказывать сопротивление относительному движению своих частиц.

Физическая природа возникновения и действия этого вида сопротивления движению может быть объяснена из основных положений гидродинамики.

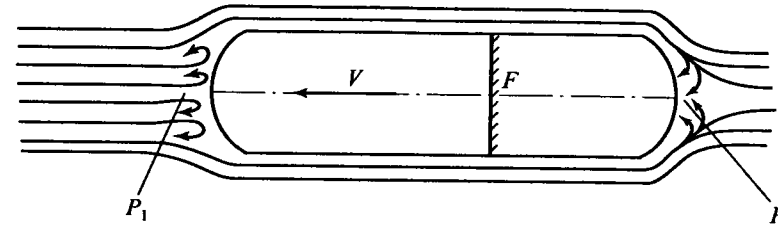


Рис. 3.12. Схема взаимодействия движущегося тела и потока идеальной жидкости

Рассмотрим движение тела произвольной формы сечением F в потоке идеальной (не имеющей внутреннего трения частиц) жидкости (рис. 3.12).

В лобовой части тела создается как бы уплотнение частиц жидкости и повышение ее давления p_1 :

$$p_1 = p_0 + p_{\text{дин}}, \quad (3.22)$$

где p_0 — атмосферное давление, $p_0 = 0,1$ МПа; $p_{\text{дин}}$ — динамическая составляющая давления, МПа:

$$p_{\text{дин}} = \rho \cdot \frac{V^2}{2}, \quad (3.23)$$

где ρ — плотность жидкости, кг · с²/м³; V — скорость движения, м/с.

В хвостовой части тела возникает некоторое разрежение $p_2 < p_0$ и появляется сила, стремящаяся втянуть в себя движущееся тело и тормозящая его движение.

Лобовое сопротивление движущегося тела, Н:

$$W_{\text{лоб}} = (p_1 - p_2)F, \quad (3.24)$$

где F — площадь поперечного сечения тела, м².

Все боковые поверхности тела также испытывают трение о слои жидкости. Величина потерь на трение зависит в основном от шероховатости поверхности и скорости движения тела.

В целом гидравлическое сопротивление движению тела в потоке жидкости будет равно сумме лобового сопротивления и потерь на трение, Н:

$$W_{\text{г}} = W_{\text{лоб}} + W_{\text{тр}}. \quad (3.25)$$

Если принять упрощенную схему взаимодействия движущегося поезда и воздушной среды, то можно использовать основные положения аэродинамики для приблизительной оценки аэродинамического сопротивления.

Отметим основные причины возникновения сопротивления воздушной среды (рис. 3.13):

- на лобовую часть локомотива действует динамический, скоростной напор воздуха;
- сильное завихрение воздушного потока за последним вагоном приводит к появлению зоны разряжения в хвосте поезда;
- турбулизация воздушного потока в межвагонных промежутках и, особенно, в промежутке перед первым вагоном;
- трение между всеми поверхностями поезда и слоями воздуха;
- мощная турбулизация воздушного потока под поездом, т.к. колесные пары в некоторой степени работают как вентиляторные колеса.

Заметное влияние на величину аэродинамического сопротивления также оказывают: общая длина поезда и положение вагона в поезде, выступающие части и открытые двери подвижного состава, форма головной части локомотива, форма первого и последнего вагонов дизель- или электропоезда и др.

Приблизительная оценка величины сопротивления движению поезда от воздушной среды K_5 может быть выполнена с помощью следующего выражения, Н:

$$K_5 = C_x \cdot \rho \cdot F_r \cdot \frac{V^2}{2}. \quad (3.26)$$

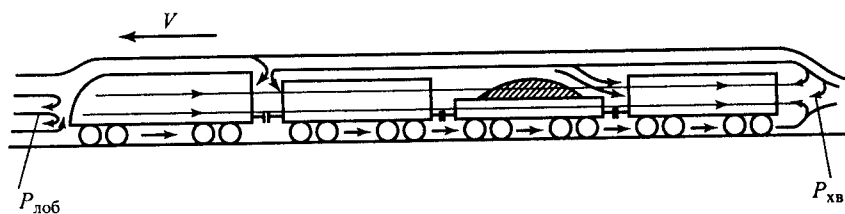


Рис. 3.13. Схема взаимодействия движущегося поезда и воздушной среды

Удельное сопротивление движению поезда от воздушной среды, Н/кН:

$$k_5 = C_x \cdot F_r \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2m \cdot q_0}, \quad (3.27)$$

где F_r — поперечное сечение локомотива или головного вагона, m^2 ; m — число колесных пар; q_0 — нагрузка от колесной пары вагона на рельсы, кН; C_x — коэффициент формы, определяется экспериментальным путем с помощью обдувки моделей подвижного состава в аэродинамических трубах, у локомотивов $C_x = 0,5—1,0$, дизель- и электропоездов $C_x = 0,9—1,28$, скоростных поездов $C_x = 0,2$.

Коэффициент формы C_x характеризует степень приближения аэродинамики подвижного состава к форме идеально обтекаемого тела. Как известно, наименьший коэффициент C_x имеет тело с формой «капли» жидкости (рис. 3.14), для которого коэффициент формы $C_x = 0,05$. Не случайно, формы тел многих видов морских животных и рыб схожи с каплей жидкости.

Аэродинамические испытания реальных поездов с локомотивами, имеющими разную форму головной части, проведенные в аэродинамической трубе ЦАГИ, показали, что применение более совершенных обтекаемых форм кабины машиниста приводит к увеличению коэффициента формы C_x головной части первого вагона грузового состава. Коэффициент формы одиночно следующего локомотива на 20% больше величины C_x для того же локомотива в составе поезда. То есть снижение сопротивления воздушной среды возможно при одновременном применении обтекаемых форм головной и хвостовой частей поезда и легких гофрированных оболочек для закрытия всех межвагонных промежутков. Особую актуальность эта проблема приобретает при эксплуатации высокоскоростных поездов. Например, в Японии для уменьшения аэродинамического сопротивления движению высокоскоростных поездов всю ходовую часть закрывают специальными легкими щитами.

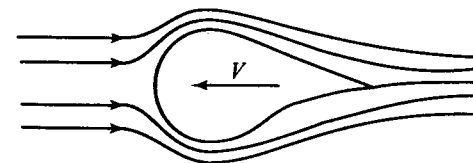


Рис. 3.14. Схема обтекания тела с формой «капли»

На рис. 3.15 приведены зависимости удельного аэродинамического сопротивления k_5 , Н/кН, движению грузовых четырехосных порожних ($q_0 = 50$ кН) и груженых ($q_0 = 220$ кН) вагонов в зависимости от скорости движения V , построенные по данным П.Н. Астахова [6]. Из графиков, представленных на рис. 3.15, видно, что удельное аэродинамическое сопротивление движению порожних вагонов в несколько раз превышает величину k_5 для полностью загруженных вагонов ($q_0 = 220$ кН); с ростом скорости величина сопротивления воздушной среды возрастает в квадратичной зависимости; плотность воздуха при изменении температуры от -20°C до $+20^\circ\text{C}$ заметного влияния на этот вид сопротивления не оказывает.

Экспериментальные исследования натурального высокоскоростного французского поезда TGV позволили [5] установить, что коэффициент формы поезда C_x можно представить в виде следующего уравнения

$$C_x = a_1 S + a_2 p l_{\text{п}}, \quad (3.28)$$

где a_1 — коэффициент формы головного и хвостового вагона; S — площадь поперечного сечения вагона, м^2 ; a_2 — коэффициент шеро-

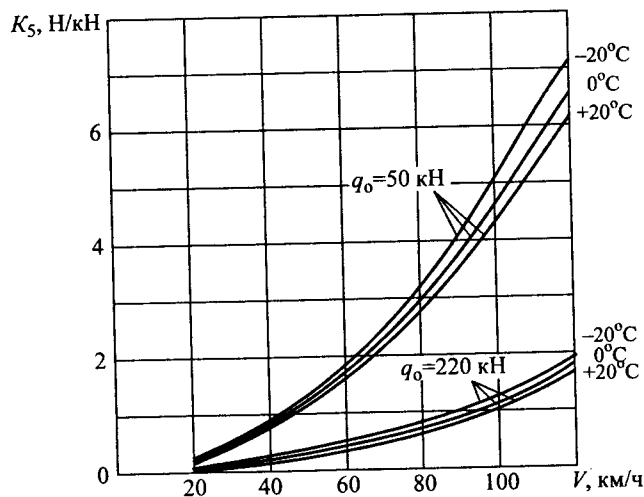


Рис. 3.15. Зависимости удельного сопротивления воздушной среды движению грузовых четырехосных порожних ($q_0 = 50$ кН) и груженых ($q_0 = 220$ кН) вагонов от скорости движения и температуры воздуха

ховатости поверхности поезда; p — периметр поперечного сечения поезда, м; $l_{\text{п}}$ — полная длина поезда, м.

Сопротивление движению 10-вагонного поезда TGV весом 4000 кН предлагается рассчитывать по следующей эмпирической зависимости, Н:

$$K_5 = 25,0 + 0,326 \cdot V + 0,00572 \cdot V^2. \quad (3.29)$$

Из формулы (3.27) следует, что основными эксплуатационными факторами, влияющими на величину удельного сопротивления движению подвижного состава от воздушной среды, являются скорость движения V и нагрузка вагонов q_0 . Например, удельное аэродинамическое сопротивление высокоскоростного поезда TGV, определенное по формуле (3.29), при скорости $V = 300$ км/ч составляет $k_5 = 150$ Н/кН.

6. Диссипация энергии в окружающую среду

Кинетическая энергия движущегося поезда частично поглощается упругими элементами конструкции подвижного состава и рассеивается в окружающую среду. На восполнение этих потерь затрачивается работа силы тяги локомотива.

Движение поезда сопровождается вертикальными колебаниями подрессоренной части подвижного состава и рывками по длине поезда.

Вертикальные колебания движущегося подвижного состава обусловлены двумя основными источниками кинематического возмущения: геометрическими неровностями рельсового пути, круга катания колес и неравноупругостью пути.

Продольные динамические силы, действующие в составе и приводящие к рывкам по длине поезда, возникают из-за большой разницы в весе вагонов состава, смены режима ведения поезда, изменения профиля пути и ряда других причин. Наличие зазоров в автосцепках приводит к разному мгновенному ускорению вагонов одного состава: уравнение скорости всех вагонов происходит за счет работы поглощающих аппаратов автосцепок, в которых энергия поезда безвозвратно теряется.

Итак, выделим основные причины возникновения диссипации энергии в окружающую среду:

- движение вагонов сопровождается вертикальными колебаниями их подрессоренной части, энергия которых гасится в элементах рес-

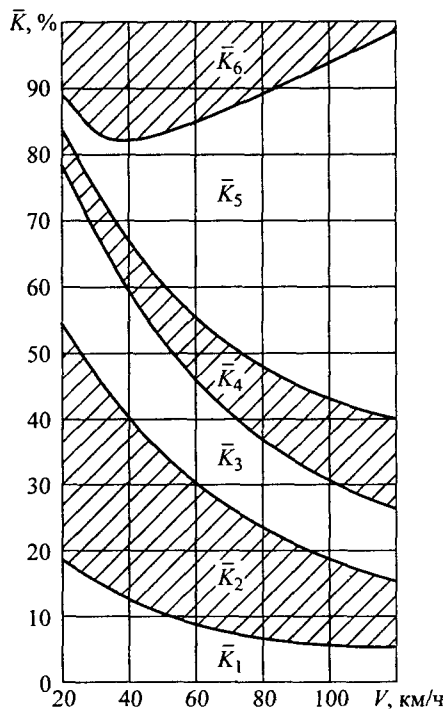


Рис. 3.16. Изменения соотношения элементов основного сопротивления движению грузовых вагонов с роликовыми подшипниками в составе поезда в зависимости от скорости движения

сорного подвешивания (гасителях колебаний, рессорах и т.д.);

- различия в мгновенных ускорениях и замедлениях вагонов состава приводит к появлению в поезде продольных динамических сил, энергия которых гасится поглощающими аппаратами автосцепок и амортизаторами упругой площадки пассажирских вагонов;
- упругие связи букс с тележками подвижного состава также поглощают энергию движущегося поезда.

В связи с недостаточным количеством опытных данных теоретическая оценка величины k_6 не представляется возможной.

Примерное соотношение (в процентах) элементов, составляющих основное сопротивление, в функции скорости движения приведено в таблице 3.1. За 100% принято основное сопротивление W'_0 , Н.

На рис. 3.16 представлены графические зависимости изме-

нения отдельных элементов основного сопротивления движению четырехосных вагонов на роликовых подшипниках при $q_0 = 150$ кН в функции скорости и их соотношение, в процентах.

Из данных рис. 3.16 и таблицы 3.1 видно, что при небольших скоростях движения до 40 км/ч наиболее существенными элементами основного сопротивления являются сопротивления от трения в буксовых подшипниках, трения качения и скольжения колес по рельсам: на их долю приходится примерно 65—75% основного сопротивления. Начиная со скорости движения $V = 60$ км/ч, наибольшее влияние на величину основного сопротивления оказывает сопротивление воздушной среды, доля которого при $V = 120$ км/ч достигает 58%.

Данные, представленные в этом разделе учебника, позволяют сделать следующие выводы:

- важнейшим фактором, определяющим величину основного сопротивления, является скорость движения подвижного состава; экспериментально доказано, что величина W'_0 зависит от квадрата скорости, т.е. $W'_0 = f(V^2)$;

- загрузка вагонов также существенно влияет на величину основного сопротивления движению, при этом зависимость основного удельного сопротивления от нагрузки от колесной пары на рельсы q_0 обратно пропорциональная, т.е. $w_0 = f(1/q_0)$;

- величина основного удельного сопротивления w_0 зависит от типа подвижного состава:

для локомотивов и пассажирских вагонов при $q_0 = \text{const}$ принят следующий вид формулы, Н/кН:

$$w'_0 = a + b \cdot V + c \cdot V^2, \quad (3.30)$$

для грузовых вагонов, Н/кН:

$$w'_0 = a + \frac{b + c \cdot V + d \cdot V^2}{q_0}, \quad (3.31)$$

где a, b, c, d — эмпирические коэффициенты.

Необходимо отметить, что различия между типами грузовых вагонов (полувагоны, крытые вагоны, платформы, цистерны и т.д.) в практике тяговых расчетов не учитываются.

Таблица 3.1

Соотношение элементов, составляющих основное сопротивление, %

V, км/ч	Составляющие основного сопротивления, %					
	\bar{k}_1	\bar{k}_2	\bar{k}_3	\bar{k}_4	\bar{k}_5	\bar{k}_6
20	18	37	22	4	7	12
60	8	22	14	10	32	14
120	6	11	10	12	58	3

3.3. Методы экспериментального определения основного сопротивления движению

Основная цель экспериментального определения основного сопротивления движению подвижного состава — установить влияние главных эксплуатационных факторов: скорости движения, весовых характеристик подвижного состава (q_0 , $2П$ и т.д.), режима работы локомотивов, температуры и плотности окружающей среды и других на величину основного удельного сопротивления w_0 .

Опыты по определению основного сопротивления движению единиц подвижного состава производят на специальных участках железных дорог; в разной степени для этой цели применяют три метода: динамометрический, скатывания, экспериментальный на Экспериментальном кольце ВНИИЖТа.

Динамометрический метод заключается в том, что основное сопротивление движению единице подвижного состава измеряют динамометром, который вмонтирован в раму динамометрического вагона или размещен на динамометрической автосцепке тягово-энергетической лаборатории. Для испытаний используется опытный участок железной дороги, основной характеристикой которого является участок прямого горизонтального пути большой протяженности, например Белореченская—Майкоп на Северо-Кавказской ж.д. Тягово-энергетическую лабораторию или динамометрический вагон включают в голову поезда между локомотивом и первым из группы испытуемых вагонов. Группа составляет из однотипных вагонов примерно равного веса. Растяжение пружины динамометра динамометрического вагона во время поездки фиксируется на ленте динамометрического стола, т.е. самопишущим прибором непрерывно записываются сила тяги локомотива и скорость движения в функции пройденного пути. При использовании тягово-энергетической лаборатории для определения основного сопротивления движению единиц подвижного состава параметры движения фиксируются в автоматическом режиме и обрабатываются при помощи средств вычислительной техники лаборатории.

При динамометрическом методе возможны два способа определения величины удельного основного сопротивления w_0 : фиксация пара-

метров движения (F_k, V) в данный момент времени, т.е. при $\Delta t = \text{const}$ и определения средних значений (F_k, V) на некотором интервале пути, $\Delta s = \text{const}$.

Исходным уравнением при способе мгновенных замеров служит уравнение движения поезда на прямом горизонтальном пути с динамометрическим вагоном или тягово-энергетической лабораторией:

$$\frac{1}{\xi} \frac{dV}{dt} = f_d - w_0'' \quad (3.32)$$

откуда

$$w_0'' = f_d - \frac{1}{\xi} \frac{dV}{dt} \quad (3.33)$$

где ξ — удельное ускорение поезда, отнесенное к единице веса поезда, км/ч²:

$$\xi = \frac{1000(1 + \gamma)}{g},$$

где $(1 + \gamma)$ — коэффициент инерции вращающихся масс; g — ускорение свободного падения, $g = 127\,000$ км/ч²; $\frac{dV}{dt}$ — ускорение поезда за фиксированное время, определяется на силомерной ленте (рис. 3.17, а), км/ч²; f_d — удельная сила тяги локомотива на динамометре, Н/кН.

Удельная сила тяги f_d на динамометре определяется из следующего равенства, Н/кН:

$$f_d = \frac{F_d}{Q},$$

где Q — вес вагонов, кН; F_d — сила тяги на динамометре вагона, измеряется на силомерной ленте для фиксированного значения времени $\Delta t = \text{const}$, Н (см. рис. 3.17, а).

Необходимо отметить, что современные тягово-энергетические лаборатории оборудуются динамометрическими автосцепками с тензодатчиками, выполняющими функции электрических динамометров.

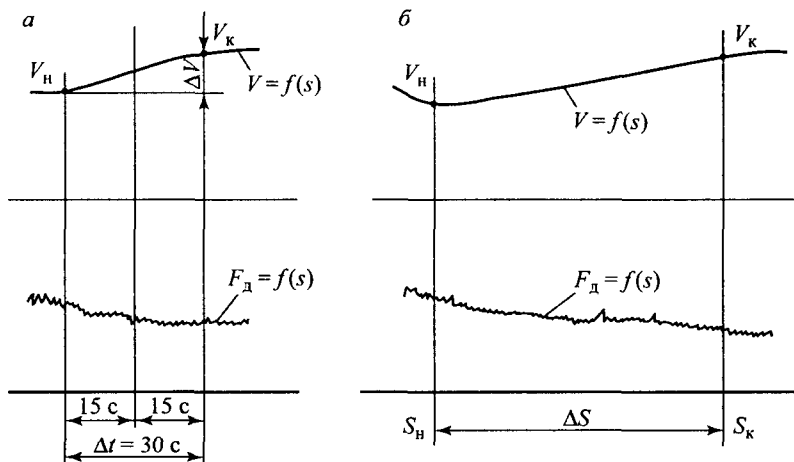


Рис. 3.17. Определение основного удельного сопротивления движению подвижного состава: а — способом мгновенных замеров; б — методом средних значений на интервале пути

Электрические сигналы от динамометра поступают в измерительно-вычислительный комплекс, размещенный в лаборатории. Любое мгновенное изменение динамометрической силы тяги f_d фиксируется в режиме реального времени на магнитной ленте комплекса и автоматически обрабатывается (см. главу 8).

Подставив величины f_d , $\frac{dV}{dt}$ и $\frac{1}{\xi} = \frac{1}{120}$ в уравнение (3.33), получают значение основного удельного сопротивления движению вагонов w_0'' в зависимости от фиксированной (мгновенной) скорости движения.

Второй способ базируется на теореме связи работы и энергии, согласно которой изменение кинетической энергии поезда на некотором интервале пути равно сумме работ всех сил, действующих на поезд на этом интервале пути.

Уравнение движения поезда с тягово-энергетической лабораторией (динамометрическим вагоном) в общем виде может быть представленным в виде равенства, км/ч:

$$\frac{dV}{dt} = \xi (f_d - w_0'' \pm i - w_r). \quad (3.34)$$

Умножим левую и правую части уравнения (3.34) на dS и, учитывая, что $\xi = 120 \text{ км/ч}^2$, получим аналитическую форму теоремы связи работы и энергии:

$$\frac{1}{120} V dV = (f_d - w_0'' \pm i - w_r) dS. \quad (3.35)$$

Для интервала пути конечной длины $\Delta S = S_K - S_H$ (рис. 3.17, б) уравнение (3.35) примет вид:

$$\frac{1}{120} \int_{V_H}^{V_K} V dV = \int_{S_H}^{S_K} f_d dS - \int_{S_H}^{S_K} w_0'' dS \pm \int_{S_H}^{S_K} i dS - \int_{S_H}^{S_K} w_r dS. \quad (3.36)$$

Как отмечалось ранее, опытные поездки с динамометрическим вагоном производят на специальных участках, где уклоны и кривые либо отсутствуют, либо являются постоянной величиной для участка. В этой связи два последние члена уравнения (3.36) можно вынести за знак интеграла. Удельное сопротивление w_0'' зависит от изменения скорости движения $\Delta V = V_K - V_H$. Опытные интервалы ΔS на ленте силомерного стола выбирают таким образом, чтобы величина $\Delta V \leq 3-5 \text{ км/ч}$, и считают, что в интервале ΔS величина удельного сопротивления движению вагонов является постоянной, т.е. $w_0'' = \text{const}$, и она также может быть вынесена за знак интеграла.

Интегрируя левую часть уравнения (3.36) и внося в него упрощения, окончательно будем иметь, Н/кН:

$$w_0'' = \frac{1}{S} \int_{S_H}^{S_K} f_d dS - \frac{4,17(V_K^2 - V_H^2)}{S} \pm i.$$

Интеграл $\frac{1}{S} \int_{S_H}^{S_K} f_d dS$ представляет собой среднее значение $f_{d \text{ ср}}$ удельной динамометрической силы тяги локомотива. На практике среднее значение величины $f_{d \text{ ср}}$ определяют по кривой $F_d = f(S)$ на силомерной ленте динамометрического вагона (см. рис. 3.17, б).

Выражение $\frac{4,17(V_K^2 - V_H^2)}{S}$ — приращение кинетической энергии поезда на интервале пути ΔS . Скорости V_H и V_K определяют по кривой

скорости $V = f(S)$ (см. рис. 3.17, б). Длина интервалов пути ΔS (м) при опытах выбирается по длине поезда $l_{\text{п}}$, из условия $\Delta S = l_{\text{п}}$.

Во время опытных поездок обычно фиксируется состояние погоды и метеоусловий — температура наружного воздуха, атмосферное давление, осадки, направление и скорость ветра и др. Также в километровой характеристике отражаются техническое состояние и конструкция верхнего строения пути.

В процессе опытов включается силомерный стол динамометрического вагона, на ленте которого фиксируются не только величины $F_{\text{д}} = f(S)$, $V = f(S)$, t , но и делаются отметки километровых знаков и станций для ориентировки ленты относительно продольного профиля пути (рис. 3.18).

Динамометрический метод является простым, но и менее точным, особенно при определении сопротивления способом мгновенных замеров. Разброс опытных точек величины основного удельного сопротивления движению подвижного состава достигает 40%. Массив полученных опытных точек $w_0'' = f(V)$ (рис. 3.19) подвергается обработке методами математической статистики, что позволяет установить закономерности изменения определяемой величины и графическую

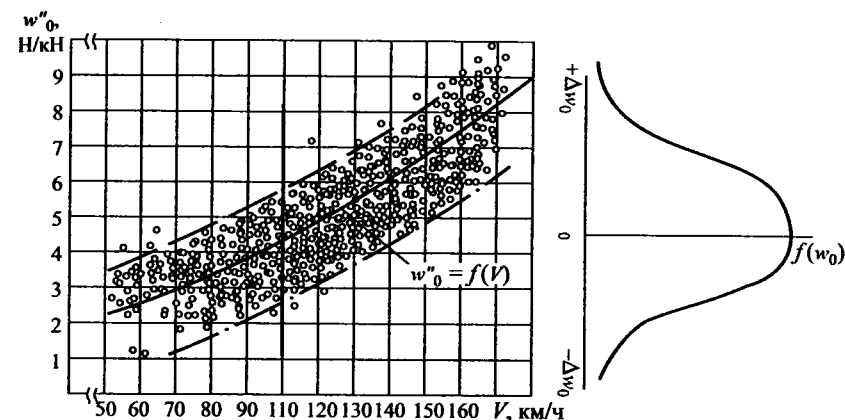


Рис. 3.19. Определение опытно-расчетной характеристики $w_0'' = f(V)$ пассажирских цельнометаллических вагонов

зависимость средних значений основного удельного сопротивления движению вагонов w_0'' в функции скорости движения. Также определяют плотность $f(w_0'')$ и закон распределения возможных значений w_0'' и вероятность наличия среди них среднего значения $w_0''_{\text{ср}}$.

Данный метод широко применяют для определения основного сопротивления движению грузовых и пассажирских вагонов. Для оценки сопротивления движению локомотивов этот метод неудобен и неточен. С одной стороны, испытывать одновременно десятки секций локомотивов неэкономично, с другой — величина лобового сопротивления локомотивов, находящихся в составе такого поезда, сильно искажается.

Метод скатывания применим для определения основного сопротивления движению подвижного состава любого типа. Испытания проводят на прямом (в плане) участке пути, имеющем затяжной спуск постоянной крутизны, т.е. $i = \text{const}$. Испытуемая единица подвижного состава с помощью вспомогательного локомотива разгоняется по участку до определенной скорости. Вспомогательный локомотив отцепляют и дальнейшее движение скатываемой по уклону единицы подвижного состава будет происходить в режиме холостого хода (для локомотивов) за счет накопленной кинетической энергии и силы от уклона профиля пути.

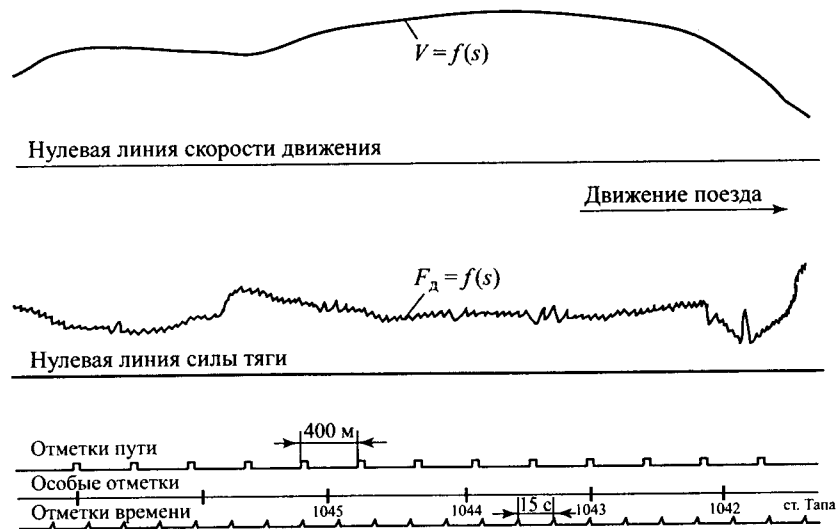


Рис. 3.18. Образец ленты силомерного стола динамометрического вагона

Под действием силы основного сопротивления движение будет замедляться. Измерив величину замедления $\frac{\Delta V}{\Delta t}$, можно определить удельное сопротивление скатыванию подвижного состава. Так как движение единицы подвижного состава происходит без приложения силы тяги, уравнение для определения основного удельного сопротивления имеет вид, Н/кН:

$$w'_0 = i - \frac{1}{\xi} \frac{dV}{dt}. \quad (3.38)$$

В уравнении (3.38) величина крутизны спуска i опытного участка является известной, также известна величина удельного ускорения $\xi = 120 \text{ км/ч}^2$. Неизвестной величиной остается ускорение (или замедление) поезда $\frac{dV}{dt}$.

Как известно

$$\frac{dV}{dt} = \frac{d^2 S}{dt^2}.$$

Следовательно, цель опытов по скатыванию — точное определение пути, проходимого единицей подвижного состава (или поезда) за отрезок времени. Для решения этой задачи на локомотиве устанавливают хронограф с регистрирующим прибором (рис. 3.20), на ленте которого фиксируются отрезки пути и промежутки времени.

Как и при динамометрическом методе в данном случае фиксируются техническое состояние и конструкция пути опытного участка, состояние погоды и метеосостояние.

Опыты повторяют несколько раз, их результаты аппроксимируют, при этом используют метод наименьших квадратов, приняв общеизвестную структуру зависимости $w'_0 = a + bV + cV^2$.

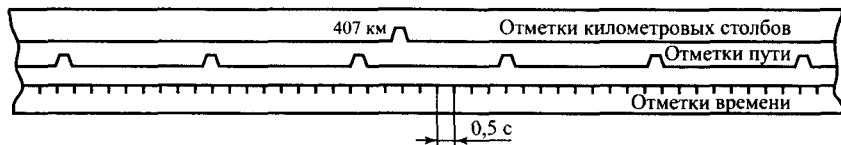


Рис. 3.20. Образец ленты хронографа с отметками пути и времени

Метод скатывания достаточно эффективен при определении основного удельного сопротивления движению локомотивов в режиме холостого хода, в этом случае $w'_{0x} = w'_0$.

При движении локомотива в режиме тяги его основное удельное сопротивление w'_0 меньше величины w'_{0x} на суммарные потери $w'_{мех}$ от механических потерь в тяговых электродвигателях, моторно-осевых подшипниках и зубчатых тяговых передачах тепловозов с электропередачей и электровозов и механической трансмиссии тепловозов с гидрореперацией (ГДП), Н/кН:

$$w'_0 = w'_{0x} - w'_{мех}.$$

Величину $w'_{мех}$ предварительно определяют при стендовых испытаниях колесно-моторных блоков и гидрорепераций локомотивов. Можно снять с локомотивов ведущие шестерни с валов ТЭД или отсоединить карданные валы у тепловозов с ГДП. В последнем случае движение локомотива рассматривается как движение повозки ($w'_{мех}$), в этом случае $w'_{0x} = w'_0$.

На рис. 3.21 представлены опытные зависимости удельного сопротивления движению электровоза ВЛ23 в режимах холостого хода (1) и тяги (2) от скорости движения локомотива, полученные методом скатывания.

Необходимо отметить, что основное сопротивление одиночно скатываемого вагона заметно отличается от основного сопротивления вагона того же типа в составе поезда, где на вагоны дополнительно действуют продольные силы от автоцепок, аэродинамика, т.е. взаимодействие оди-

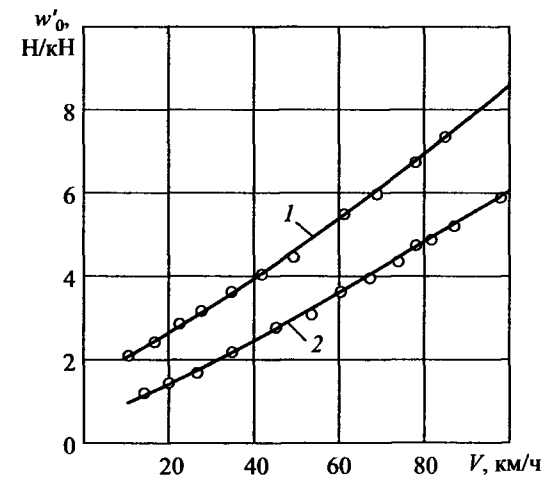


Рис. 3.21. Опытные зависимости силового удельного сопротивления движению электровоза ВЛ23, полученные методом скатывания в режимах выбега (1) и тяги (2) от скорости движения

ночного вагона с воздушной средой сильно отличается от его движения в составе поезда. По этим причинам метод скатывания чаще применяют для определения основного сопротивления движению локомотивов.

Экспериментальный метод кольца ВНИИЖТа. Основным недостатком выше рассмотренных методов (динамометрического и скатывания) является частичное исключение из постоянной эксплуатации опытных участков на время проведения экспериментов по определению основного удельного сопротивления движению подвижного состава. Нарушаются графики и расписание движения поездов, в том числе пригородных и пассажирских. Оба метода достаточно трудоемки, очень велика погрешность опытных данных, так как при движении на прямом (в плане) участке пути сложно учесть влияние на сопротивление движению подвижного состава изменения направления и скорости ветра.

С целью устранения вышеперечисленных недостатков методов скатывания и динамометрического в 1958 г. под руководством к.т.н. П.Н. Астахова [6] впервые были проведены опыты с составом из 30 четырехосных полувагонов на Экспериментальном кольце ВНИИЖТа на станции Щербинка Московской ж.д. При испытаниях, как и в первом методе, применялся динамометрический вагон. Экспериментальный участок на ст. Щербинка представляет собой по форме кольцо радиусом $R = 955$ м и предназначен исключительно для проведения тягово-эксплуатационных и других видов испытания подвижного состава.

Для сравнения опытных данных, полученных на кольце, в 1958 г. также были проведены испытания того же состава на эксплуатируемом участке Тапа—Нарва Прибалтийской ж.д. с применением динамометрического метода. Подобные испытания составов из других типов вагонов (цистерны, крытые вагоны и т.д.) в последующем были проведены на опытных участках с прямым горизонтальным путем других железных дорог и на Экспериментальном кольце ВНИИЖТа.

Сопоставление опытных данных по сопротивлению движению различных типов грузовых вагонов при изменении загрузки вагонов ($q_0 = 50—220$ кН) на кольце и опытных участках железных дорог всякий раз давало картину, представленную на рис. 3.22. Разница между кривыми 1 и 2 на рис. 3.22 представляет собой удельное сопротивление Δw_r , от кривой экспериментального кольца радиусом 955 м.

Обработка результатов экспериментов, проведенных ВНИИЖТом, позволила получить зависимости осредненного удельного сопротивле-

ния от кривой $R = 955$ м в зависимости от скорости движения и величины нагрузки от колесной пары на рельсы q_0 (рис. 3.23). Полученные зависимости рекомендованы для практического использования при испытаниях четырехосных вагонов любого типа.

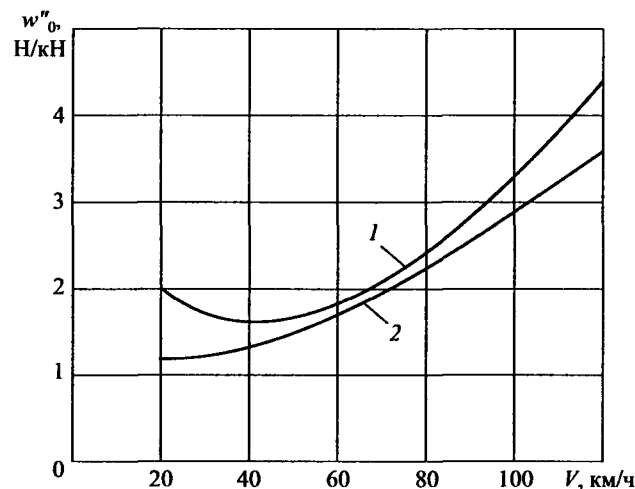


Рис. 3.22. Удельное сопротивление движению четырехосных вагонов на Опытном кольце ВНИИЖТа (1) и прямом горизонтальном пути (2) в зависимости от скорости

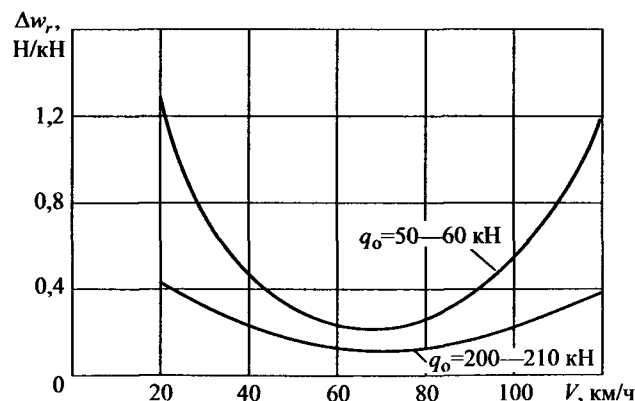


Рис. 3.23. Удельное сопротивление от кривой Опытного кольца ВНИИЖТа движению порожних ($q_0 = 50—60$ кН) и груженых ($q_0 = 200—210$ кН) четырехосных вагонов в зависимости от скорости

Исходным уравнением при экспериментальном методе, осуществляемом на кольце ВНИИЖТа, служит уравнение движения поезда по кольцу радиусом R при работе локомотива в режиме тяги:

$$\frac{1}{\xi} \frac{dV}{dt} = f_d - w_0'' - \Delta w_r,$$

откуда основное удельное сопротивление движению испытуемых вагонов, Н/кН:

$$w_0'' = f_d - \frac{1}{\xi} \frac{dV}{dt} - \Delta w_r, \quad (3.39)$$

где Δw_r — удельное сопротивление от кривой радиусом $R = 955$ м, определяется по зависимостям, представленным на рис. 3.23, Н/кН.

Величина удельной силы тяги f_d на динамометре тягово-энергетической лаборатории (динамометрического вагона) определяется тем же способом, что и при динамометрическом методе.

Необходимо отметить, что экспериментальным методом на кольце ВНИИЖТа определены опытные зависимости $w_0' = f(V)$ и $w_0'' = f(V, q_0)$ для восьмиосных вагонов всех типов, а также для современных конструкций дизель- и электропоездов и рельсовых автобусов.

3.4. Расчет основного сопротивления движению подвижного состава

Из-за влияния многочисленных эксплуатационных факторов на величину основного сопротивления движению подвижного состава установить аналитические зависимости для расчета w_0 практически невозможно. По этой причине основное удельное сопротивление единиц подвижного состава получают исключительно экспериментальным путем. Для этой цели используют опытные участки железных дорог и применяют тягово-энергетические лаборатории (динамометрические вагоны). Основные методы экспериментального определения основного сопротивления движению и технология эксплуатационных испытаний подвижного состава изложены в разделе 3.3 и в главе 8.

Результаты опытов обрабатываются с применением средств вычислительной техники на основе статистических и вероятностных методов, в результате получают эмпирические формулы или графики для определения величин основного удельного сопротивления движению

подвижного состава. Как правило, испытаниям подвергают большое число единиц подвижного состава данного типа, что позволяет повысить достоверность полученных результатов экспериментов. Предлагаемые расчетные формулы и графики для определения основного удельного сопротивления движению дают средние величины w_0 , так как приведены к среднесетевым эксплуатационным условиям испытаний. Выделены три важнейших эксплуатационных фактора, определяющих величину основного удельного сопротивления движению подвижного состава: скорость движения, тип подвижного состава и средняя нагрузка от колесной пары на рельсы.

Поскольку коэффициенты, входящие в эмпирические формулы по определению величины w_0 , отражают влияние ряда технологических (например, тип буксового подшипника, число осей и т.д.) и эксплуатационных факторов (например, скорость, нагрузка от колесной пары на рельсы и др.), не являющихся постоянными величинами, необходимо периодически их проверять и при необходимости проводить корректировку. Эти изменения обычно находят отражение в периодически пересматриваемых Правилах тяговых расчетов для поездной работы (ПТР). В настоящее время применяются расчетные формулы и графические зависимости, принятые в ПТР издания 1985 г. В связи с тем, что материал учебника изложен в соответствии с Международной системой единиц физических величин (СИ), в формулы и графики, приведенные в ПТР, внесены необходимые поправки и изменения.

Расчетные формулы для определения основного удельного сопротивления движению наиболее распространенных типов подвижного состава представлены в табл. 3.2.

Необходимо отметить, что основное удельное сопротивление движению локомотива определяют также в зависимости от режима его работы. Соответственно, основное удельное сопротивление движению поезда при изменении режима работы локомотива нужно определять по разным формулам.

Основное удельное сопротивление движению поезда при работе локомотива в тяговом режиме равно, Н/кН:

$$w_0 = \frac{w_0' P + w_0'' Q}{P + Q},$$

где P — вес локомотива, кН; Q — вес вагонов, кН.

Таблица 3.2

Расчетные зависимости основного сопротивления движению

Тип подвижного состава, режим работы, тип пути	Расчетная формула (w_0 – Н/кН; V – км/ч; q_0 – кН)
1	2
ЛОКОМОТИВЫ	
Тепловозы и электровозы	
а) на звеньевом пути:	
– в режимах тяги и электрического торможения	$w'_0 = 1,9 + 0,01 \cdot V + 0,0003 \cdot V^2$
– в режимах холостого хода (выбега) и механического торможения	$w'_x = 2,4 + 0,011 \cdot V + 0,00035 \cdot V^2$
б) на бесстыковом пути:	
– в режимах тяги и электрического торможения	$w'_0 = 1,9 + 0,008 \cdot V + 0,00025 \cdot V^2$
– в режимах холостого хода (выбега) и механического торможения	$w'_x = 2,4 + 0,009 \cdot V + 0,00035 \cdot V^2$
Дизель-поезда Д, Д1, ДР1	
а) на звеньевом пути:	
– в режиме тяги	$w'_0 = 1,1 + 0,012 \cdot V + \left(0,000217 + \frac{0,000461}{n_B} \right) V^2$
– в режимах холостого хода и механического торможения	$w'_x = w'_0 + w_3$
– удельное сопротивление в звеньях механической трансмиссии	$w_3 = (0,47 + 0,014 \cdot V) \frac{n_M}{n_B}$
б) на бесстыковом пути:	
– в режиме тяги	$w'_0 = 1,1 + 0,01 \cdot V + \left(0,000167 + \frac{0,000461}{n_B} \right) V^2$

Продолжение табл. 3.2

1	2
– в режимах холостого хода и механического торможения	$w'_x = w'_0 + w_3$
– удельное сопротивление в звеньях механической трансмиссии	$w_3 = (0,47 + 0,014 \cdot V) \frac{n_M}{n_B}$
Электропоезда ЭР1, ЭР2, ЭР9	
а) на звеньевом пути:	
– в режиме тяги	$w'_0 = 1,1 + 0,12 \cdot V + 0,000267 \cdot V^2$
– в режиме выбега	$w'_x = 1,24 + 0,02 \cdot V + 0,000267 \cdot V^2$
б) на бесстыковом пути:	
– в режиме тяги	$w'_0 = 1,1 + 0,01 \cdot V + 0,000227 \cdot V^2$
– в режиме выбега	$w'_x = 1,24 + 0,018 \cdot V + 0,000227 \cdot V^2$
Электропоезд ЭР22	
а) на звеньевом пути:	
– в режиме тяги	$w'_0 = 1,1 + 0,12 \cdot V + 0,000247 \cdot V^2$
– в режиме выбега	$w'_x = 1,22 + 0,018 \cdot V + 0,000247 \cdot V^2$
б) на бесстыковом пути:	
– в режиме тяги	$w'_0 = 1,1 + 0,01 \cdot V + 0,000207 \cdot V^2$
– в режиме выбега	$w'_x = 1,22 + 0,016 \cdot V + 0,000207 \cdot V^2$
Электропоезда других серий	
а) на звеньевом пути:	
– в режиме тяги	$w'_0 = 0,6 + 0,3 \cdot V + 0,00008 \cdot V^2$
– в режиме выбега	$w'_x = 1,1 + 0,02 \cdot V + 0,00023 \cdot V^2$

1	2
б) на бесстыковом пути:	
– в режиме тяги	$w'_0 = 0,6 + 0,027 \cdot V + 0,00005 \cdot V^2$
– в режиме выбега	$w'_x = 1,1 + 0,017 \cdot V + 0,0002 \cdot V^2$
ГРУЗОВЫЕ ВАГОНЫ	
Четырехосные вагоны груженые ($q_0 > 60$ кН)	
а) на звеньевом пути:	
– с подшипниками скольжения	$w''_0 = 0,7 + \frac{80 + V + 0,025 \cdot V^2}{q_0}$
– с роликовыми подшипниками (в т. ч. вагоны рефрижераторных поездов)	$w''_0 = 0,7 + \frac{30 + V + 0,025 \cdot V^2}{q_0}$
б) на бесстыковом пути:	
– с подшипниками скольжения	$w''_0 = 0,7 + \frac{80 + 0,8 \cdot V + 0,02 \cdot V^2}{q_0}$
– с роликовыми подшипниками (в т. ч. вагоны рефрижераторных поездов)	$w''_0 = 0,7 + \frac{30 + 0,9 \cdot V + 0,02 \cdot V^2}{q_0}$
Четырехосные вагоны порожние ($q_0 \leq 60$ кН)	
а) на звеньевом пути:	
– с подшипниками скольжения	$w''_0 = 1,5 + 0,045 \cdot V + 0,00027 \cdot V^2$
– с роликовыми подшипниками	$w''_0 = 1,0 + 0,044 \cdot V + 0,00024 \cdot V^2$
б) на бесстыковом пути:	
– с подшипниками скольжения	$w''_0 = 1,5 + 0,042 \cdot V + 0,00018 \cdot V^2$
– с роликовыми подшипниками	$w''_0 = 1,0 + 0,042 \cdot V + 0,00016 \cdot V^2$

1	2
Шестиосные вагоны	
а) на звеньевом пути:	
– груженые ($q_0 > 60$ кН)	$w''_0 = 0,7 + \frac{80 + V + 0,025 \cdot V^2}{q_0}$
– порожние ($q_0 \leq 60$ кН)	$w''_0 = 1,0 + 0,044 \cdot V + 0,00024 \cdot V^2$
б) на бесстыковом пути:	
– груженые ($q_0 > 60$ кН)	$w''_0 = 0,7 + \frac{80 + 0,8 \cdot V + 0,02 \cdot V^2}{q_0}$
– порожние ($q_0 \leq 60$ кН)	$w''_0 = 1,0 + 0,042 \cdot V + 0,00016 \cdot V^2$
Восьмиосные вагоны	
а) на звеньевом пути	$w''_0 = 0,7 + \frac{60 + 0,38 \cdot V + 0,021 \cdot V^2}{q_0}$
б) на бесстыковом пути	$w''_0 = 0,7 + \frac{60 + 0,26 \cdot V + 0,017 \cdot V^2}{q_0}$
ПАССАЖИРСКИЕ ВАГОНЫ	
Цельнометаллические вагоны для движения с $V \leq 160$ км/ч	
а) на звеньевом пути	$w''_0 = 0,7 + \frac{80 + V + 0,025 \cdot V^2}{q_0}$
б) на бесстыковом пути	$w''_0 = 0,7 + \frac{80 + 1,6 \cdot V + 0,023 \cdot V^2}{q_0}$

Примечание: n_m — число моторных вагонов, n_b — число вагонов в составе.

При работе тепловоза в режиме холостого хода (выбега или механического торможения) основное удельное сопротивление движению поезда, Н/кН:

$$w_{0x} = \frac{w'_x P + w''_0 Q}{P + Q}.$$

Если соотношение вагонов различных типов в составе поезда задают в долях от веса состава, то основное удельное сопротивление движению вагонов (состава), Н/кН:

$$w''_0 = \alpha_c \cdot w''_{04c} + \alpha_k \cdot w''_{04k} + \beta \cdot w''_{06} + \gamma \cdot w''_{08},$$

где $\alpha_c, \alpha_k, \beta, \gamma$ — доля веса вагонов в составе: четырехосных с подшипниками скольжения, четырехосных с роликовыми подшипниками, шести- и восьмиосных, соответственно.

При этом должно выполняться следующее равенство:

$$\alpha_c + \alpha_k + \beta + \gamma = 1.$$

В случае, если величины $\alpha_c, \alpha_k, \beta, \gamma$ заданы в процентах, то основное удельное сопротивление движению состава поезда равно, Н/кН:

$$w''_0 = \frac{\alpha_c \cdot w''_{04c} + \alpha_k \cdot w''_{04k} + \beta \cdot w''_{06} + \gamma \cdot w''_{08}}{100}.$$

Необходимо иметь в виду, что основное удельное сопротивление движению разных типов единиц подвижного состава в одном составе нельзя складывать, т.е. представлять суммой удельных сил, например локомотив и вагоны, а определять как средневзвешенную величину.

Пример. Определить основное удельное сопротивление движению по бесстыковому пути грузового поезда с тепловозом 2ТЭ10В, работающим в режиме холостого хода, со скоростью 70 км/ч.

Доли по весу вагонов разных типов в составе поезда общим весом 50 000 кН составляют: 0,2 — четырехосные на подшипниках скольжения весом 600 кН ($q_0 = 600 : 4 = 150$ кН); 0,3 — четырехосные на роликовых подшипниках весом 700 кН ($q_0 = 700 : 4 = 175$ кН); 0,4 — шестиосные весом 1200 кН ($q_0 = 1200 : 6 = 200$ кН); 0,1 — восьмиосные весом 1600 кН ($q_0 = 1600 : 8 = 200$ кН).

Решение. 1. Основное удельное сопротивление движению груженых вагонов на подшипниках скольжения по бесстыковому пути (см. табл. 3.2)

$$w''_{04c} = 0,7 + \frac{80 + 0,8 \cdot V + 0,02 \cdot V^2}{q_0} = 0,7 + \frac{80 + 0,8 \cdot 70 + 0,02 \cdot 70^2}{150} = 2,26 \text{ Н/кН}.$$

2. Основное удельное сопротивление движению груженых четырехосных вагонов на роликовых подшипниках по бесстыковому пути

$$w''_{04k} = 0,7 + \frac{30 + 0,9 \cdot V + 0,02 \cdot V^2}{q_0} = 0,7 + \frac{30 + 0,9 \cdot 70 + 0,02 \cdot 70^2}{175} = 1,79 \text{ Н/кН}.$$

3. Основное удельное сопротивление движению груженых шестиосных вагонов по бесстыковому пути

$$w''_{06} = 0,7 + \frac{80 + 0,8 \cdot V + 0,02 \cdot V^2}{q_0} = 0,7 + \frac{80 + 0,8 \cdot 70 + 0,02 \cdot 70^2}{200} = 1,87 \text{ Н/кН}.$$

4. Основное удельное сопротивление движению груженых восьмиосных вагонов по бесстыковому пути

$$w''_{08} = 0,7 + \frac{60 + 0,26 \cdot V + 0,017 \cdot V^2}{q_0} = 0,7 + \frac{60 + 0,26 \cdot 70 + 0,017 \cdot 70^2}{200} = 1,51 \text{ Н/кН}.$$

5. Основное сопротивление движению состава вагонов

$$w''_0 = \alpha_c \cdot w''_{04c} + \alpha_k \cdot w''_{04k} + \beta \cdot w''_{06} + \gamma \cdot w''_{08} = 0,2 \cdot 2,26 + 0,3 \cdot 1,79 + 0,4 \cdot 1,87 + 0,1 \cdot 1,51 = 1,96 \text{ Н/кН}.$$

Всегда должно выполняться условие

$$\alpha_c + \alpha_k + \beta + \gamma = 1.$$

Для данной задачи

$$\alpha_c + \alpha_k + \beta + \gamma = 0,2 + 0,3 + 0,4 + 0,1 = 1.$$

6. Основное удельное сопротивление движению тепловоза 2ТЭ10В по бесстыковому пути

$$w'_x = 2,4 + 0,009 \cdot V + 0,00035 \cdot V^2 = 2,4 + 0,009 \cdot 70 + 0,00035 \cdot 70^2 = 4,75 \text{ Н/кН.}$$

7. Основное удельное сопротивление движению поезда

$$w_0 = \frac{w'_x \cdot P + w'_0 \cdot Q}{P + Q} = \frac{4,75 \cdot 2580 + 1,96 \cdot 50\,000}{2580 + 50\,000} = 2,10 \text{ Н/кН.}$$

Пример. Определить основное удельное сопротивление движению по звеньевому пути грузового поезда весом 30 000 кН с тепловозом 2М62У во главе весом 2400 кН, работающим в режиме тяги, со скоростью 50 км/ч. 70% вагонов состава — шестиосные весом 1140 кН ($q_0 = 1140 : 6 = 190$ кН), 30% — восьмиосные весом 1640 кН ($q_0 = 1640 : 8 = 205$ кН).

Решение. 1. Основное удельное сопротивление движению груженых шестиосных вагонов по звеньевому пути (см. табл. 3.2.)

$$w''_{06} = 0,7 + \frac{80 + V + 0,025 \cdot V^2}{q_{06}} = 0,7 + \frac{80 + 50 + 0,025 \cdot 50^2}{190} = 1,71 \text{ Н/кН.}$$

2. Основное удельное сопротивление движению груженых восьмиосных вагонов по звеньевому пути

$$w''_{08} = 0,7 + \frac{60 + 0,38 \cdot V + 0,021 \cdot V^2}{q_{08}} = 0,7 + \frac{60 + 0,38 \cdot 50 + 0,021 \cdot 50^2}{205} = 1,34 \text{ Н/кН.}$$

3. Основное удельное сопротивление движению состава вагонов

$$w''_0 = \frac{\beta \cdot w''_{06} + \gamma \cdot w''_{08}}{100} = \frac{70 \cdot 1,71 + 30 \cdot 1,34}{100} = 1,60 \text{ Н/кН.}$$

4. Основное удельное сопротивление движению тепловоза 2М62У по звеньевому пути

$$w'_0 = 1,9 + 0,01 \cdot V + 0,0003 \cdot V^2 = 1,9 + 0,01 \cdot 50 + 0,0003 \cdot 50^2 = 3,15 \text{ Н/кН.}$$

5. Основное удельное сопротивление движению поезда

$$w_0 = \frac{w'_0 \cdot P + w''_0 \cdot Q}{P + Q} = \frac{3,15 \cdot 2400 + 1,60 \cdot 30\,000}{2400 + 30\,000} = 1,71 \text{ Н/кН.}$$

3.5. Дополнительные силы сопротивления движению

К дополнительному сопротивлению движению относят временно действующие в эксплуатации на подвижной состав силы, а именно:

- от уклона профиля пути;
- от кривизны пути;
- от ветра;
- от низкой температуры;
- от тоннелей;
- от подвагонных генераторов пассажирских вагонов.

От уклона профиля пути. На подвижной состав, находящийся на уклоне, по сравнению с площадкой действует составляющая силы тяжести (веса), которая направлена в сторону спуска, т.е. в сторону противоположную движению на подъем.

Физическая природа составляющей силы тяжести $P \sin \alpha$ (см. рис. 1.4) при равномерном движении транспортируемого тела по наклонной поверхности подробно рассмотрена в разделе 1.2 учебника.

При движении поезда весом $P + Q$ по уклону профиля пути крутизной i (рис. 3.24) общее полное сопротивление W_k будет равно, Н:

$$W_k = W_0 + W_i, \quad (3.40)$$

где W_0 — основное сопротивление движению поезда, Н:

$$W_0 = (P + Q) \cos \alpha \mu \cdot 10^3; \quad (3.41)$$

W_i — дополнительное сопротивление от уклона профиля пути, Н:

$$W_i = (P + Q) \sin \alpha \cdot 10^3. \quad (3.42)$$

Разделим все члены уравнения (3.40) на вес поезда $(P + Q)$ и определим удельное общее сопротивление движению поезда по подъему, Н/кН:

$$w_k = w_0 + w_i, \quad (3.43)$$

где w_0 — основное удельное сопротивление движению поезда, Н/кН; w_i — дополнительное удельное сопротивление от уклона профиля пути, Н/кН:

$$w_i = 1000 \sin \alpha. \quad (3.44)$$

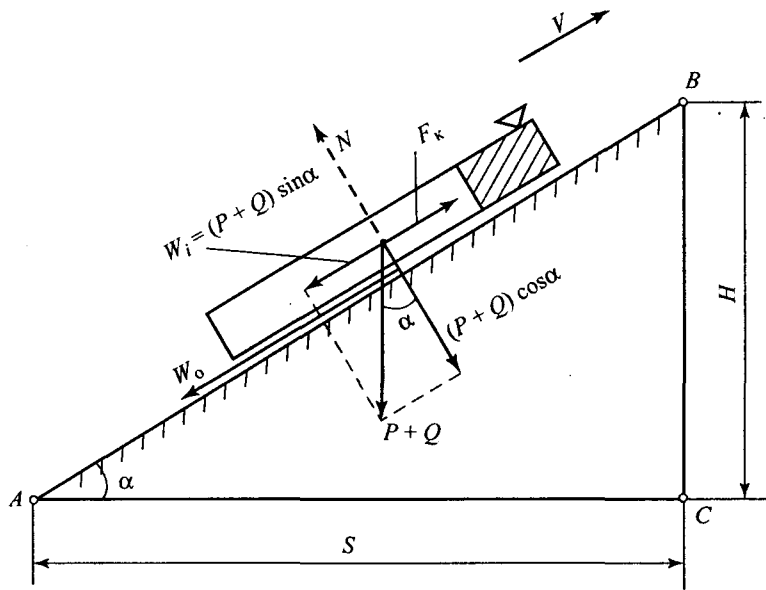


Рис. 3.24. Схема сил, действующих на поезд при его движении по уклону

При движении по уклону любого знака, Н/кН:

$$w_k = w_0 \pm w_i, \quad (3.45)$$

знаки «+» — подъем, «-» — спуск.

Как отмечалось ранее (см. раздел 1.2), величина крутизны уклона профиля пути i по определению равна синусу угла α , увеличенному в 1000 раз, ‰, т.е.

$$i = 1000 \sin \alpha. \quad (3.46)$$

Сравнение уравнений (3.44) и (3.46) позволяет сделать вывод, что каждая тысячная уклона (1 промилле) действует на поезд с силой в 1 Н на каждый кН его веса, т.е.

$$1\text{‰} = 1 \text{ Н/кН}.$$

Многочисленными экспериментами было установлено, что в реальных условиях эксплуатации величина удельного сопротивления от уклона профиля пути w_i меньше крутизны уклона i , т.е. $w_i < i$. Это объяс-

няется тем, что на спусках ($-i$) поезд сжат и увеличивается влияние вагонов; при движении по подъему ($+i$) поезд растянут и влияние вагонов уменьшается.

В среднем для вагонов, оборудованных автосцепками, Н/кН:

$$w_i \cong \pm 0,9i.$$

Известный русский ученый-тяговик, создатель «Конторы опытов над паровозами» (ВНИИЖТ) проф. Ю.В. Ломоносов в 1915 г. предложил [1] следующую формулу для расчета удельного сопротивления движению подвижного состава от уклона профиля пути, Н/кН:

$$w_i = i - \frac{0,5i}{1+i},$$

где i — крутизна уклона, ‰.

В настоящее время при выполнении тяговых расчетов [10] погрешностью 5—10 % между величинами w_i и i пренебрегают и считают

$$w_i = i.$$

Пример. Определить максимальный по крутизне подъем $+i_{\max}$, который способен преодолеть тепловоз 2ТЭ10М с равномерной расчетной скоростью ($V_p = 23,4$ км/ч), мощностью 4400 кВт, весом $P = 2760$ кН, с составом весом Q , в десять раз превышающим вес тепловоза, т.е. $Q = 10P = 27600$ кН.

Решение. 1. Общее полное сопротивление движению поезда W_k по подъему i_{\max} в соответствии (3.50) равно, Н:

$$W_k = W_0 + W_i = w_0'P + w_0''Q + i_{\max}(P + Q).$$

Расчетная сила тяги тепловоза 2ТЭ10М при движении по подъему с равномерной скоростью, равной расчетной, Н:

$$F_{кр} = W_k = w_0'P + w_0''Q + i_{\max}(P + Q),$$

откуда выразим максимальную крутизну подъема при условии $Q = 10P$, ‰:

$$i_{\max} = \frac{F_{кр} - w_0'P - w_0''Q}{P + Q} = \frac{F_{кр} - w_0'P - w_0'' \cdot 10P}{P + 10P}.$$

2. После простейших преобразований окончательно получим уравнение для определения максимальной крутизны подъема, ‰:

$$i_{\max} = \frac{1}{11}(0,2 - 0,002 - 10 \cdot 0,001) = 0,017.$$

3. Учитывая, что крутизна уклона i (уравнение 3.46), ‰:

$$i = 1000 \sin \alpha; i_{\max} = 17 \text{ ‰}; \alpha = 1^\circ.$$

Таким образом, тепловоз 2ТЭ10М с составом 27 600 кН (2760 т) сможет преодолеть подъем с углом наклона α по отношению к горизонту всего лишь $\alpha = 1^\circ$.

Пример. Определить максимальный по крутизне подъем i_{\max} , который способен преодолеть с расчетной равномерной скоростью ($V_p = 23,4$ км/ч) одиночно следующий тепловоз 2ТЭ10М мощностью 4400 кВт и весом $P = 2760$ кН.

Решение. 1. Максимальная крутизна i_{\max} подъема может быть получена из следующего уравнения, ‰:

$$i_{\max} = \frac{F_{\text{кр}} - w'_0 P - w''_0 Q}{P + Q}$$

при $Q = 0$,

$$i_{\max} = \frac{F_{\text{кр}} - w'_0 P}{P},$$

откуда

$$i_{\max} = \varphi - w'_0 = 0,2 - 0,002 \cong 0,2.$$

2. Определим крутизну подъема в промилле (‰) i_{\max} и угол наклона подъема по отношению к горизонту α :

$$i_{\max} = 200 \text{ ‰}; \alpha = 11^\circ 20'.$$

На железных дорогах России максимальная крутизна расчетных подъемов достигает величины +15 ‰; более 80 % общей протяженности железных дорог РФ имеют максимальную крутизну расчетных подъемов до +9 ‰. Лишь на отдельных горных перевальных участках магистральных железных дорог крутизна подъемов может достигать +30 ‰.

Максимально возможная крутизна i_{\max} подъема, которую может преодолеть локомотив с составом, в основном, зависит от веса поезда и условий сцепления колес локомотива с рельсами (ψ). В качестве примера на рис. 3.25 представлена зависимость веса поезда от максимальной крутизны уклонов i_{\max} , которые могут преодолеть с поездом магистральные двухсекционные тепловозы со сцепным весом примерно 2500 кН, все вагоны четырехосные с подшипниками качения.

Расчет величины i_{\max} производился из условия движения с равномерной скоростью, равной расчетной по следующей формуле, Н/кН:

$$i_{\max} = \frac{F_{\text{кр}} - w'_0 P - w''_0 Q}{P + Q},$$

где $F_{\text{кр}}$ — расчетная сила тяги локомотива, Н.

Как видно из рис. 3.25, крутизна подъема, которую сможет преодолеть локомотив, резко уменьшается с увеличением веса состава поезда. При вождении тяжеловесных поездов по крутым и затяжным подъемам эффективно применение многосекционных тепловозов, работающих по системе многих единиц и управляемых с одного пульта головного локомотива.

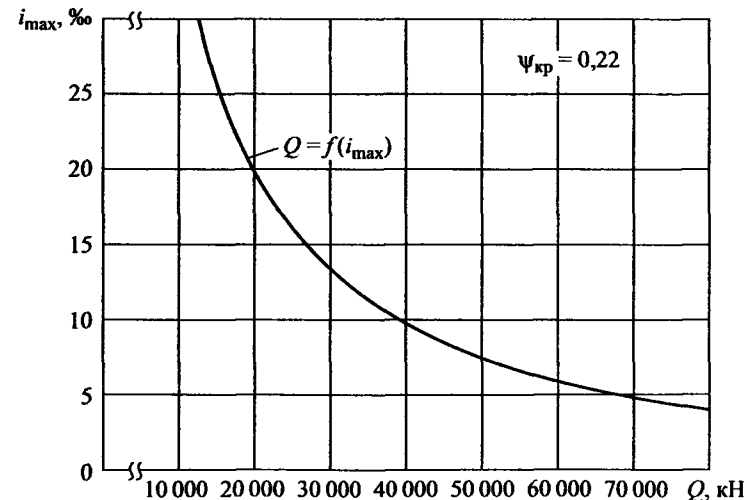


Рис. 3.25. Зависимость расчетного веса состава поезда, ведомого двухсекционным грузовым тепловозом, от крутизны уклона профиля пути

От кривизны пути. Дополнительное сопротивление подвижного состава в кривых участках пути возникает по следующим основным причинам.

1. Колеса одной колесной пары проходят разный путь по наружному и внутреннему рельсам, что приводит к увеличению проскальзывания колес и дополнительным потерям энергии поезда.

При выполнении тяговых расчетов принимают, что колесные пары подвижного состава проходят путь S по кривой радиусом R , т.е. по средней линии (оси) пути (рис. 3.26), м:

$$S = 2\pi R. \quad (3.47)$$

Однако левое колесо колесной пары движется по радиусу наружного рельса R_n , который больше R , м:

$$R_n = R + l/2,$$

где l — ширина колеи, м.

Правое колесо колесной пары, соответственно, движется по внутреннему рельсу радиусом $R_{вн}$, м:

$$R_{вн} = R - l/2$$

Из формулы (3.47) следует, что разница в радиусах наружного и внутреннего рельсов должна приводить к тому, что путь, проходимый колесом по наружному рельсу, будет больше, чем по внутреннему рельсу. Конусность бандажей колесной пары уменьшает эту разницу в ра-

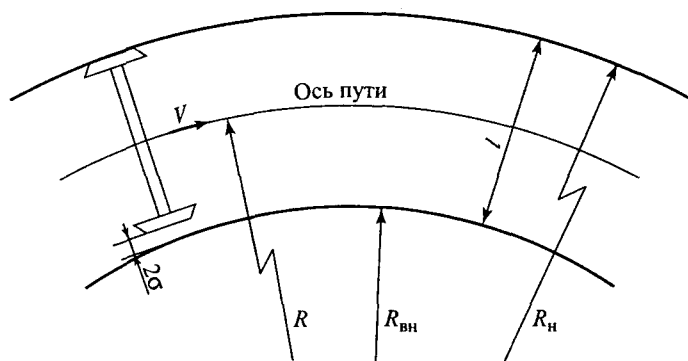


Рис. 3.26. Движение колесной пары в кривой радиусом R

диусах R_n и $R_{вн}$, тем не менее при движении экипажей по кривой всегда возникает проскальзывание колес, вызывающее появление дополнительных сил трения скольжения.

2. За счет действия центробежных сил $(MV^2)/R$ в кривой гребни колес прижимаются к внутренней боковой грани наружного рельса, в результате возникают силы бокового трения скольжения. При увеличении радиуса кривой величина центробежных сил уменьшается, соответственно, снижается дополнительное сопротивление от кривизны пути.

3. Тележки подвижного состава (локомотива и вагонов) поворачиваются относительно оси кузова. В опорах, шкворневых устройствах и буксах возрастают силы трения скольжения.

Из-за сложности учета всех факторов, действующих на экипаж подвижного состава в кривых, во многих странах мира обычно пользуются эмпирическими формулами, учитывающими основной фактор — радиус кривизны пути R .

При расчете величины удельного сопротивления от кривизны пути обычно применяют два вида формул, Н/кН:

$$w_r = \frac{A}{R}, \quad (3.48)$$

$$w_r = \frac{A_1}{R - A_2}, \quad (3.49)$$

где A , A_1 , A_2 — эмпирические коэффициенты; R — радиус кривой, м.

На железных дорогах РФ удельное сопротивление от кривизны пути для всех видов подвижного состава определяется по следующей эмпирической формуле при $A = 700$, Н/кН:

$$w_r = \frac{700}{R}. \quad (3.50)$$

Формула (3.48) применяется во многих странах. Однако значения коэффициента A различаются. Например: в США $A = 446$; в Англии и Японии $A = 600$; ФРГ — $A = 760$; Италии и Польше $A = 800$.

В некоторых европейских странах применяют формулу (3.49) при следующих значениях коэффициентов: Чехия ($A_1 = 500$; $A_2 = 30$); Венгрия ($A_1 = 520$; $A_2 = 55$); Румыния ($A_1 = 650$; $A_2 = 55$) и т.д.

На рис. 3.27 приведена зависимость удельного сопротивления w_r от радиуса R кривой.

В том случае, если кривая задана не радиусом R , а центральным углом α (в градусах) и длиной кривой $S_{кр}$ (рис. 3.28), формулу (3.50) преобразуют. Так как окружность имеет центральный угол $\alpha = 360^\circ$, а

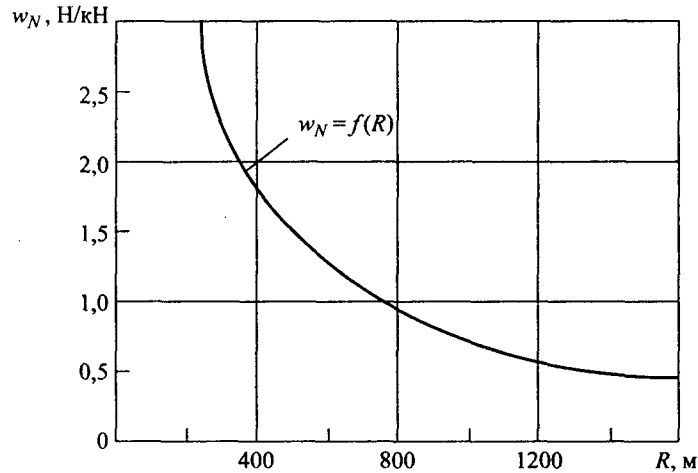


Рис. 3.27. Зависимость удельного сопротивления движению подвижного состава от радиуса кривой

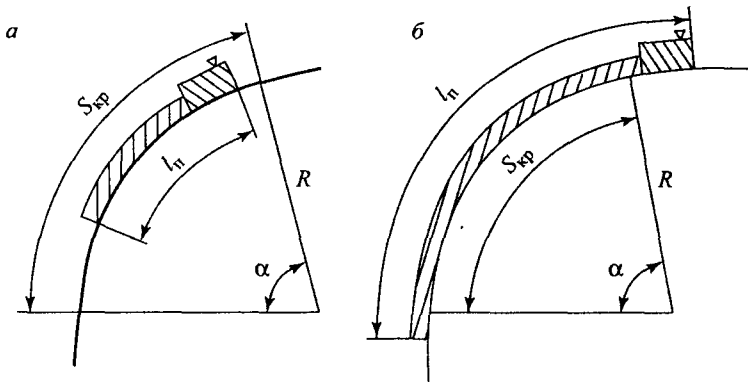


Рис. 3.28. Схемы прохождения поездом длиной $l_{п}$ кривых участков пути при: а — $l_{п} \leq S_{кр}$; б — $l_{п} > S_{кр}$

ее длина $S = 2\pi R$, то длина кривой $S_{кр}$, м, с центральным углом α° будет равна:

$$S_{кр} = \frac{2\pi R \alpha^\circ}{360},$$

откуда радиус кривой R , м:

$$R = \frac{360 S_{кр}}{2\pi \alpha^\circ}. \quad (3.51)$$

Подставив выражение (3.56) в формулу (3.55), получим, Н/кН:

$$w_r = 12,2 \frac{\alpha^\circ}{S_{кр}}. \quad (3.52)$$

Необходимо отметить, что применение формул (3.50) и (3.52) возможно при условии, что весь поезд размещается в кривой, т.е. длина поезда $l_{п}$ меньше или равна длине кривой $S_{кр}$ (рис. 3.28, а). Если длина поезда превышает длину кривой (рис. 3.28, б), то дополнительное сопротивление движению w_r будет испытывать та часть поезда, которая находится в кривой. В этом случае в формулы (3.50) и (3.52) вводится поправка $S_{кр}/l_{п}$, например, формула (3.50) примет вид, Н/кН:

$$w_r = \frac{700}{R} \cdot \frac{S_{кр}}{l_{п}}.$$

Если кривая совпадает с уклоном профиля пути, то определяют суммарный приведенный уклон, %:

$$i_c = w_r \pm i.$$

Знак «+» соответствует подъему; «-» — спуску.

Многочисленные испытания подвижного состава различных типов, проведенные в разные годы на Экспериментальном кольце ВНИИЖТа станции Щербинка, показали, что удельное сопротивление от кривизны пути зависит не только от геометрии пути (R), но также от скорости движения V и нагрузки от колесной пары на рельсы q_0 .

С ростом скорости (рис. 3.29) дополнительное удельное сопротивление w_r сначала снижается, затем вновь возрастает. Минимальные значения величины w_r наблюдаются в диапазоне скоростей 60—70 км/ч

у грузовых вагонов и 40—50 км/ч у локомотивов. Объясняется это заметным влиянием на величину удельного сопротивления от кривизны пути абсолютного непогашенного ускорения τ в кривой, м/с^2 :

$$\tau = \frac{V^2}{13R} - \frac{h}{S_k} \cdot g, \quad (3.53)$$

где h — возвышение наружного рельса, мм; S_k — расстояние между кругами катания колес подвижного состава, $S_k = 1600$ мм; g — ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Из формулы (3.53) следует, что величина непогашенного ускорения экипажа в кривой τ представляет разницу между центробежным ускорением $V^2/13R$ и ускорением, которое создает горизонтальная составляющая веса вагона $\frac{h}{S_k} \cdot g$.

На рис. 3.30 показана схема сил, действующих на вагон весом q , при прохождении кривой. Для уравнивания центробежной силы наружному рельсу кривой придают возвышение h над внутренним рельсом, что создает горизонтальную составляющую веса вагона $q_2 = q \frac{h}{S_k}$, направленную в сторону, противоположную действию центробежной силы.

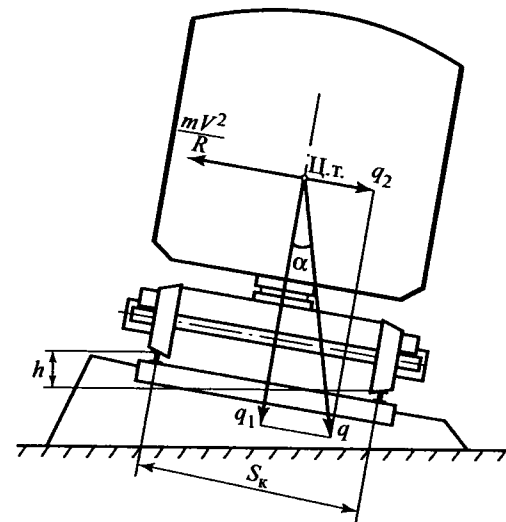


Рис. 3.30. Схема сил, действующих на вагон при движении в кривой

При $\tau = 0$, когда центробежная сила и горизонтальная составляющая веса вагона равны, удельное сопротивление от кривизны пути минимальное (диапазон скоростей $V = 60—70$ км/ч на рис. 3.29). При высоких скоростях движения более 70 км/ч центробежное ускорение

превышает величину $\frac{h}{S_k} g$ и величина τ положительна, центробежная сила прижимает гребни бандажей к внутренней боковой грани наружного рельса. Чем выше скорость движения, тем сильнее прижатие гребней к рельсу и дополнительное сопротивление от кривизны пути заметно увеличивается. В диапазоне скоростей 20—60 км/ч величина τ отрицательная, под действием горизонтальной составляющей веса вагона гребни бандажей прижимаются к боковой грани внутреннего рельса.

Как отмечалось выше, существенное значение на величину w_r оказывает нагрузка вагонов q_0 (см. рис. 3.29), для порожних вагонов ($q_0 = 60$ кН) удельное сопротивление от кривизны пути возрастает почти в 2 раза по сравнению с однотипными полностью загруженными вагонами при $q_0 = 220$ кН. Тип грузового вагона также влияет на величину w_r , но не столь заметно.

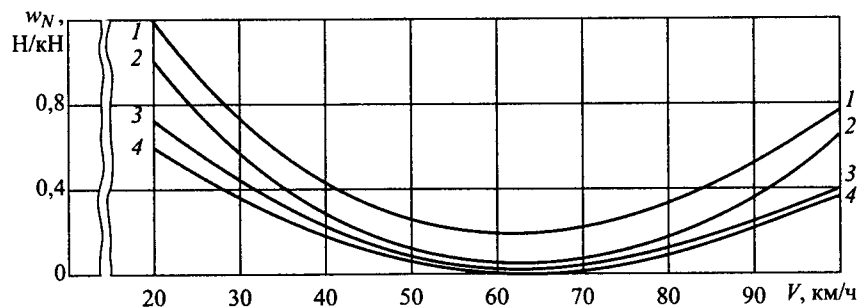


Рис. 3.29. Удельное сопротивление движению четырехосных грузовых вагонов от кривой радиусом $R = 955$ м в зависимости от скорости, типа и загрузки вагонов: 1 — порожние цистерны ($q_0 = 61$ кН); 2 — порожние полувагоны ($q_0 = 60$ кН); 3 — груженные цистерны ($q_0 = 190$ кН); 4 — груженные полувагоны ($q_0 = 205$ кН)

При проведении расчетов, требующих повышенной точности, ВНИИЖТом рекомендовано использовать следующие формулы:

а) при длине поезда менее или равной длине кривой, Н/кН:

$$w_r = \frac{200}{R} + 1,5 |\tau|$$

или

$$w_r = 3,5 \frac{\alpha^\circ}{S_{кр}} + 1,5 |\tau|;$$

б) при длине поезда более длины кривой, Н/кН:

$$w_r = \left(\frac{200}{R} + 1,5 |\tau| \right) \cdot \frac{S_{кр}}{l_{п}}$$

или

$$w_r = \left(3,5 \frac{\alpha^\circ}{S_{кр}} + 1,5 |\tau| \right) \cdot \frac{S_{кр}}{l_{п}}.$$

На рис. 3.31 приведены осредненные зависимости удельного сопротивления движению локомотивов (кривая 1) и вагонов (кривая 2)

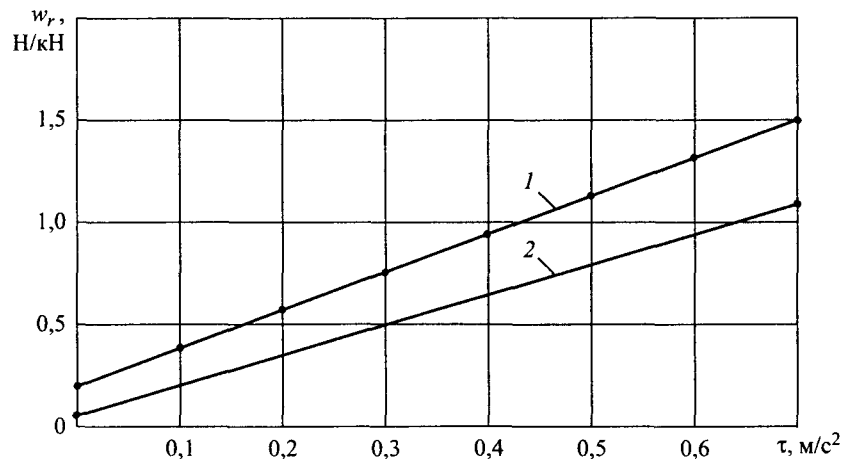


Рис. 3.31. Удельное сопротивление движению локомотивов (1) и вагонов (2) в кривой в зависимости от величины непогашенного ускорения τ

от кривой w_r в функции непогашенного ускорения τ . Зависимости $w_r = f(\tau)$ также рекомендованы ВНИИЖТом для использования при расчетах повышенной точности.

Пример. Определить суммарное дополнительное удельное сопротивление движению поезда длиной 642 м по элементу профиля пути крутизной $i = -1,4\%$ с кривой радиусом 400 м и длиной 700 м и суммарный приведенный уклон этого элемента.

Решение. 1. Дополнительное удельное сопротивление движению поезда от кривизны пути при $l_{п} < S_{кр}$ (по формуле 3.50)

$$w_r = \frac{700}{R} = \frac{700}{400} = 1,75 \text{ Н/кН.}$$

2. Суммарное дополнительное сопротивление движению поезда

$$w_{доп} = w_r - w_i = 1,75 - 1,4 = 0,35 \text{ Н/кН.}$$

3. Суммарный приведенный уклон элемента профиля

$$i_c = w_r - w_i = 1,75 - 1,4 = 0,35 \text{ \%}.$$

Пример. Определить дополнительное удельное сопротивление движению поезда от кривой радиусом $R = 400$ м при условии, что значение абсолютного непогашенного ускорения $\tau = 0,82 \text{ м/с}^2$, а длина поезда менее длины кривой.

Решение. Дополнительное удельное сопротивление движению поезда от кривой

$$w_r = \frac{200}{R} + 1,5 |\tau| = \frac{200}{400} + 1,5 \cdot 0,82 = 1,73 \text{ Н/кН.}$$

Пример. Определить дополнительное удельное сопротивление движению поезда от кривой радиусом $R = 450$ м с возвышением наружного рельса $h = 40$ мм при скоростях движения 30, 50 и 70 км/ч.

Решение. 1. Абсолютное непогашенное ускорение в кривой при скорости 30 км/ч

$$\tau = \frac{V^2}{13R} - \frac{h}{S_k} g = \frac{30^2}{13 \cdot 450} - \frac{40}{1600} \cdot 9,81 = -0,091 \text{ м/с}^2.$$

2. Удельное сопротивление движению поезда от кривой при $V = 30$ км/ч

$$w_r = \frac{200}{R} + 1,5 |\tau| = \frac{200}{450} + 1,5 \cdot |-0,091| = 0,58 \text{ Н/кН.}$$

3. Абсолютное непогашенное ускорение в кривой при скорости 50 км/ч

$$\tau = \frac{V^2}{13R} - \frac{h}{S_k} g = \frac{50^2}{13 \cdot 450} - \frac{40}{1600} \cdot 9,81 = +0,182 \text{ м/с}^2.$$

4. Удельное сопротивление движению поезда от кривой при $V = 50$ км/ч

$$w_r = \frac{200}{R} + 1,5 |\tau| = \frac{200}{450} + 1,5 \cdot 0,182 = 0,71 \text{ Н/кН.}$$

5. Абсолютное непогашенное ускорение в кривой при скорости 70 км/ч

$$\tau = \frac{V^2}{13R} - \frac{h}{S_k} g = \frac{70^2}{13 \cdot 450} - \frac{40}{1600} \cdot 9,81 = +0,593 \text{ м/с}^2.$$

6. Удельное сопротивление движению поезда от кривой при $V = 70$ км/ч

$$w_r = \frac{200}{R} + 1,5 |\tau| = \frac{200}{450} + 1,5 \cdot 0,593 = 1,33 \text{ Н/кН.}$$

От ветра. По отношению к двигающемуся поезду ветер может иметь следующие направления (рис. 3.32): лобовой $V_{в1}$, попутный $V_{в2}$ и боковой $V_{в3}$.

Воздействие ветра увеличивает аэродинамическое сопротивление движению подвижного состава. Если ветер направлен навстречу двигающемуся поезду $V_{в1}$, возрастает лобовое сопротивление кабины машиниста или головной части подвижного состава. Результирующая относительная скорость движения воздуха в этом случае равна сумме скоростей поезда V и ветра $V_{в1}$ (см. рис. 3.32). При попутном ветре $V_{в2}$ результирующая относительная скорость движения воздуха равна разности скоростей $V - V_{в2}$.

Полное сопротивление движению поезда от лобового и попутного ветра W_B можно определить по следующей формуле, Н:

$$W_B = C_x F (V \pm 0,8 V_B)^2,$$

где C_x — коэффициент обтекаемости головной части локомотива; F — площадь поперечного сечения локомотива, м²; V_B — скорость

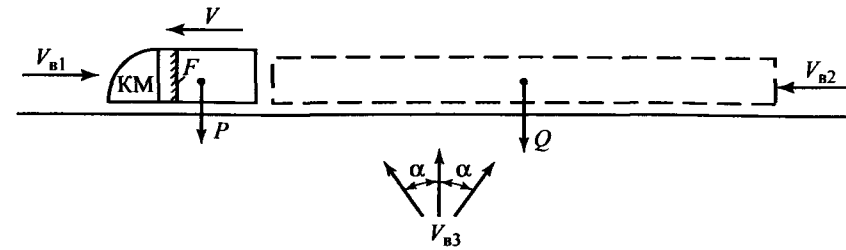


Рис. 3.32. Направления ветра относительно движущегося поезда: $V_{в1}$ — лобовой; $V_{в2}$ — попутный; $V_{в3}$ — боковой

ветра, м/с («+» — при лобовом ветре, «-» — при попутном); 0,8 — коэффициент, учитывающий неравномерность действия ветра по площади сечения локомотива, особенно в пространстве между кузовом и полотном железной дороги.

Под действием бокового ветра $V_{в3}$ происходит поперечный сдвиг экипажа подвижного состава, гребни колес прижимаются к боковой грани рельса и возрастают силы трения скольжения и общее сопротивление движению.

Теоретическая оценка величины дополнительного сопротивления движению от бокового ветра из-за турбулентности потоков воздуха и изменения величины α достаточно сложна.

Опыты, проведенные на Экспериментальном кольце ВНИИЖТа, по определению дополнительного сопротивления от ветра показали, что главная составляющая этого вида сопротивления движению — боковой ветер. Объясняется это большой боковой поверхностью поезда. Экспериментальным путем доказано, что максимальное сопротивление движению от ветра возникает при направлении действия ветра под углом $\alpha = 30^\circ$ к боковой поверхности поезда. На рис. 3.33 представлены зависимости удельного относительного сопротивления от ветра w_B (в процентах от основного удельного сопротивления движению четырехосных вагонов при $q = 220$ кН) и скорости движения поезда V . Сплошные линии на рис. 3.33 соответствуют действию на состав бокового ветра под углом $\alpha = 30^\circ$, штриховые — лобовому ветру. Как видно из рис. 3.33, в эксплуатационном диапазоне скоростей грузовых поездов сопротивление от бокового ветра при $\alpha = 30^\circ$

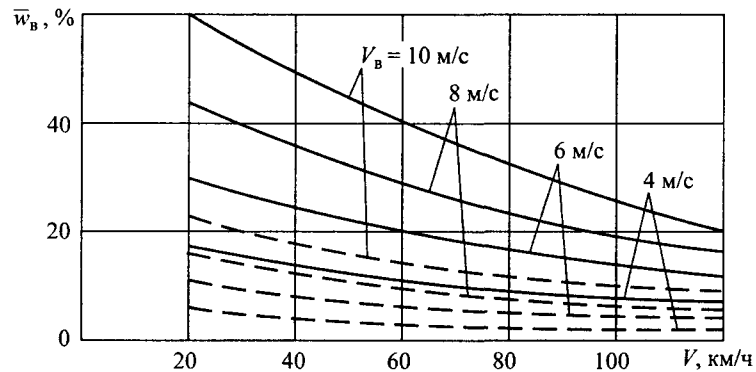


Рис. 3.33. Зависимости относительного (в процентах) сопротивления от ветра при изменениях направления и скорости ветра: сплошные линии – боковой ветер $\alpha = 30^\circ$; штриховые – лобовой ветер

в несколько раз превышает сопротивление лобового ветра при прочих равных условиях: скорость ветра, тип и загрузка вагонов и т.д.

В передаваемых метеосводках погоды приняты следующие различия в скоростях ветра: слабый ветер — до 4 м/с; умеренный — до 8 м/с; сильный — до 14 м/с; ураган — 14—15 м/с.

Нормативами ПТР рекомендуется удельное дополнительное сопротивление от ветра учитывать при составлении графиков движения поездов. Расчеты дополнительного сопротивления производят при боковом и лобовом направлениях ветра для диапазона скоростей ветра $V_B = 6—30$ м/с.

Управлениями железных дорог МПС выделены железнодорожные участки, на которых по многолетним данным метеослужб действуют ветры определенной для каждого периода года скорости и направления относительно оси пути, например участок Туапсе—Адлер Северо-Кавказской железной дороги.

Удельное сопротивление движению, вызванное действием бокового или лобового ветра, определяют в долях от основного удельного сопротивления с помощью коэффициента K_B , Н/кН:

$$w_B = (K_B - 1) w_0,$$

где K_B — поправочный коэффициент, определяется по ПТР из таблицы при скоростях ветра V_B до 12 м/с (или с помощью номограмм

при $V_B > 12$ м/с) в зависимости от скорости движения V подвижного состава и плотности воздуха ρ , таким образом:

$$K_B = f(V, V_B, \rho).$$

От низкой температуры наружного воздуха. При низких температурах повышается плотность ρ наружного воздуха и увеличиваются аэродинамическое и основное сопротивления движению в целом. Увеличение вязкости смазки, т.е. ее загустение при низких температурах, повышает силы трения в буксовых и моторно-осевых подшипниках подвижного состава до тех пор, пока не происходит нормализация их температурного режима. Стоянки подвижного состава в условиях низких температур сопровождаются примерзанием колесных пар к рельсам, т.к. остановке предшествовало механическое торможение и нагревание профиля бандажа. Трогание с места в этих условиях сопровождается дополнительными затратами работы силы тяги локомотива и расходом энергоресурсов. Для снижения трения в буксовых подшипниках подвижного состава в зимний период на железных дорогах применяют сезонные смазки.

Наличие повышенного сопротивления в зимнее время подтверждается многолетними данными о фактических величинах ежемесячных удельных расходов топлива локомотивами.

По данным П.Н. Астахова [6], представленным на рис. 3.34, относительный удельный расход топлива локомотивами на измеритель эксплуатационной работы (10^4 т · км брутто) зависит от сезона работы, т.е. температуры окружающего воздуха.

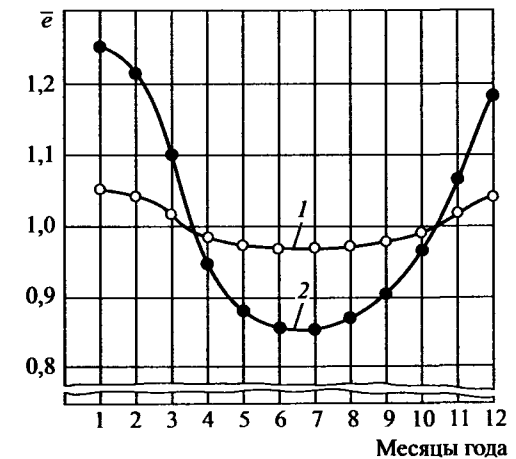


Рис. 3.34. Изменение относительного удельного расхода топлива автономными локомотивами по месяцам года: 1 — тепловозами; 2 — паровозами

Расход топлива тепловозами за декабрь — январь на 7,5% выше, чем в июне — июле.

Дополнительное удельное сопротивление от низкой температуры наружного воздуха проф. Н.П. Петров предлагал определять по следующей эмпирической формуле, Н/кН:

$$w_t = 0,2 - 0,015t,$$

где t — температура наружного воздуха, °С.

Известные ученые-тяговики профессора А.М. Бабичков и В.Ф. Егорченко для этой же цели рекомендовали следующую формулу, Н/кН:

$$w_t = 0,01t^2.$$

На железных дорогах РФ принято учитывать влияние на сопротивление движению поезда температуры наружного воздуха ниже -25°C . В ПТР приводятся усредненные нормативы повышения сопротивления движению грузовых и пассажирских поездов в зависимости от температуры наружного воздуха и скорости движения.

Удельное сопротивление от низкой температуры w_t определяют в долях от основного удельного сопротивления движению с помощью коэффициента K_t , Н/кН:

$$w_t = (K_t - 1) w_0,$$

где K_t — поправочный коэффициент, определяют по ПТР в зависимости от скорости движения V и температуры наружного воздуха:

$$K_t = f(V, -t).$$

От движения в тоннелях. Дополнительное сопротивление от движения поезда в тоннелях по сравнению с открытой местностью возникает вследствие увеличения лобового сопротивления и эффекта разряжения в хвостовой части поезда. Также из-за возрастания скорости и турбулизации потока воздуха между стенками тоннеля и поездом резко увеличивается трение боковых поверхностей подвижного состава о слои воздуха.

Величина сопротивления движению поезда в тоннелях зависит от габаритов тоннеля (числа путей), скорости движения и внешних очертаний поезда.

В двухпутном тоннеле сопротивление движению воздушной среды значительно ниже, чем однопутном. На рис. 3.35 представлены опытные данные [5] по изменению основного удельного сопротивления движению двухвагонного электропоезда метрополитена в зависимости от скорости и числа путей: 1 — в однопутном тоннеле, 2 — в двухпутном, 3 — на поверхности. Из рис. 3.35 видно, что при скорости $V = 50$ км/ч сопротивление поезда возрастает примерно в 2 раза по сравнению с движением по поверхности.

Удельное сопротивление от движения в тоннелях w_T можно оценить в долях от основного удельного сопротивления с помощью коэффициента K_T , Н/кН:

$$w_T = K_T \cdot w_0,$$

где K_T — коэффициент, зависящий от габаритов тоннеля и скорости движения:

$$K_T = f(V, n),$$

где n — число путей в тоннеле.

От подвагонных генераторов пассажирских вагонов. Дополнительное сопротивление от подвагонных генераторов пассажирских вагонов учитывают при скоростях движения 20 км/ч и выше. Подвагон-

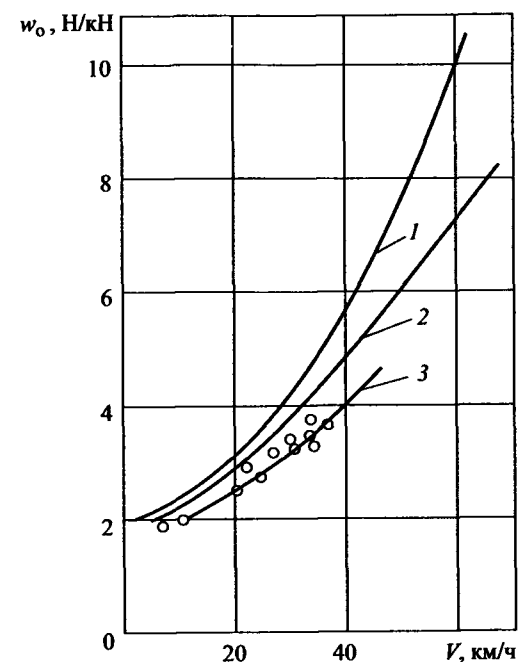


Рис. 3.35. Зависимости основного удельного сопротивления движению электропоезда метрополитена от скорости движения и числа путей в тоннелях: 1 — однопутный тоннель; 2 — двухпутный тоннель; 3 — на поверхности

ный генератор является источником электроэнергии при движении пассажирского вагона и обеспечивает работу систем освещения и кондиционирования воздуха, зарядку аккумуляторной батареи вагона и работу других бытовых установок и приборов.

Дополнительное удельное сопротивление движению от подвагонных генераторов определяют по следующей формуле, Н/кН:

$$w_{\text{пг}} = \frac{1360 P'}{q_0 V},$$

где V — скорость движения, км/ч; q_0 — нагрузка от колесной пары на рельсы, кН; P' — средняя условная мощность подвагонного генератора, приходящаяся на один вагон поезда, кВт.

Значения P' определяют по следующей зависимости, кВт:

$$P' = \frac{P_{\text{пг}} n_{\text{бк}} + (P_{\text{пг}} + P_{\text{гк}}) n_{\text{кв}}}{n},$$

где $P_{\text{пг}}$ — мощность подвагонного генератора, расходуемая на служебные нужды, кВт, можно принимать $P_{\text{пг}} = 2$ кВт; $n_{\text{бк}}$ — число пассажирских вагонов без кондиционирования; $P_{\text{гк}}$ — мощность, расходуемая на кондиционирование воздуха, кВт, можно принимать $P_{\text{гк}} = 9$ кВт; $n_{\text{кв}}$ — число вагонов с кондиционированием воздуха; n — общее число вагонов в поезде.

Пример. Определить дополнительное удельное сопротивление движению пассажирского поезда от подвагонных генераторов, состоящего из 20 вагонов, в том числе 12 вагонов с установками для кондиционирования воздуха. Скорость движения — 50 км/ч, величина $q_0 = 151$ кН.

Решение. 1. Средняя условная мощность подвагонного генератора, приходящаяся на один вагон поезда

$$P' = \frac{P_{\text{пг}} n_{\text{бк}} + (P_{\text{пг}} + P_{\text{гк}}) n_{\text{кв}}}{n} = \frac{2 \cdot 8 + (2 + 9) \cdot 12}{20} = 7,4 \text{ кВт.}$$

2. Дополнительное удельное сопротивление движению пассажирского поезда от подвагонных генераторов

$$w_{\text{пг}} = \frac{1360 P'}{q_0 V} = \frac{1360 \cdot 7,4}{151 \cdot 50} = 1,34 \text{ Н/кН.}$$

3.6. Добавочное сопротивление при трогании поезда с места. Общее сопротивление

Сопротивление при трогании с места. Процесс трогания подвижного состава с места, особенно после длительных стоянок (20 мин и более), происходит в условиях полусухого и сухого трения с более высоким коэффициентом трения. Во время стоянок отсутствует гидродинамическое давление масла в буксовых подшипниках, масляный клин (пленка), образовавшийся при движении между шейкой оси колесной пары и буксовым подшипником, разрушается, поэтому трогание с места происходит при контакте металлических поверхностей контактируемых тел (подшипник—ось). За время стоянок снижается температура и повышается вязкость смазки, особенно в зимнее время при низких температурах окружающего воздуха. Стоянка сопровождается значительным смятием металла в зоне контактной площадки, что увеличивает потери от трения качения колес по рельсам. На величину добавочного сопротивления при трогании влияют загрузка вагонов (q_0), длина поезда, состояние ходовых частей подвижного состава и тип буксовых подшипников. Сопротивление при трогании подвижного состава, оборудованного роликовыми подшипниками, примерно в пять раз меньше, чем подвижного состава с подшипниками скольжения (см. рис. 3.2).

Таким образом, зависимость удельного сопротивления при трогании с места на прямом горизонтальном пути в общем виде может быть представлена уравнением, Н/кН:

$$w_{\text{тр}} = f(\varphi_{\text{п}}, \psi, \tau, q_0),$$

где $\varphi_{\text{п}}$ — коэффициент трения в буксовом подшипнике; ψ — коэффициент сцепления колеса с рельсом; τ — продолжительность стоянки поезда, мин; q_0 — нагрузка от колесной пары на рельсы, кН.

На рис. 3.36 в графической форме представлены зависимости $w_{\text{тр}} = f(\tau, q_0)$ для грузовых вагонов, оборудованных подшипниками скольжения, для случаев кратковременной стоянки поездов. С увеличением продолжительности стоянки удельное сопротивление

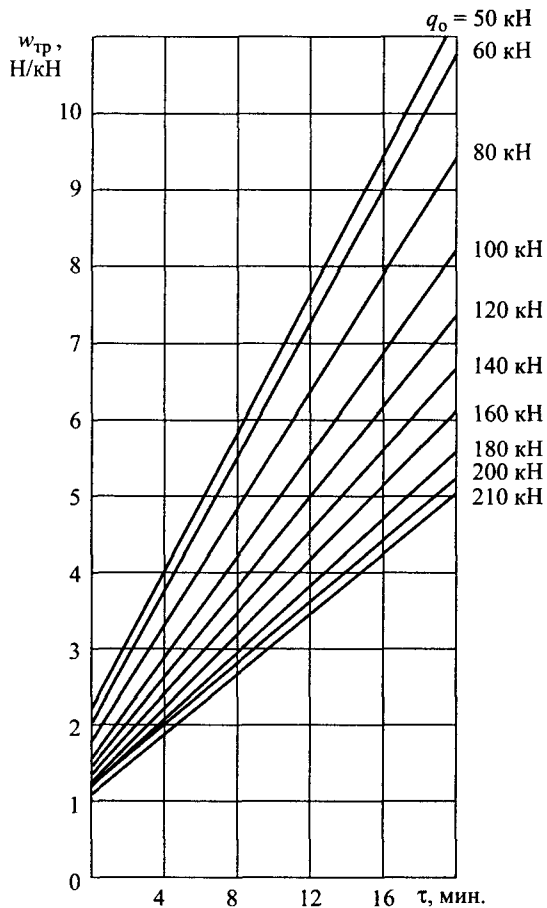


Рис. 3.36. Удельное сопротивление троганию с места грузовых поездов на подшипниках скольжения в зависимости от продолжительности предшествующей стоянки τ и загрузки вагонов q_0

Поэтому условно считают, что в момент трогания поезда с места сопротивление изменяется мгновенно (рис. 3.38) и не зависит от скорости. Начиная со скорости 10 км/ч, на вагоны поезда начинает действовать основное удельное сопротивление движению w_0'' , величина которого определяется по формулам (см. табл. 3.2).

при трогании с места возрастает из-за разрушения масляного клина в буксовых подшипниках.

Опыты, проведенные ВНИИЖТом, показывают, что в момент начала трогания с места после длительной стоянки величина коэффициента трения в буксовых подшипниках качения порожнего четырехосного вагона достигает $\Phi_{пк} = 0,15$, затем ко второму обороту колеса колесной пары эта величина снижается до нормального значения 0,005 (рис. 3.37) и далее несколько увеличивается.

В настоящее время нет достаточного количества опытных данных, чтобы представить эмпирической формулой зависимость $w_0 = f(V)$ в зоне изменения скоростей от 0 до 10 км/ч.

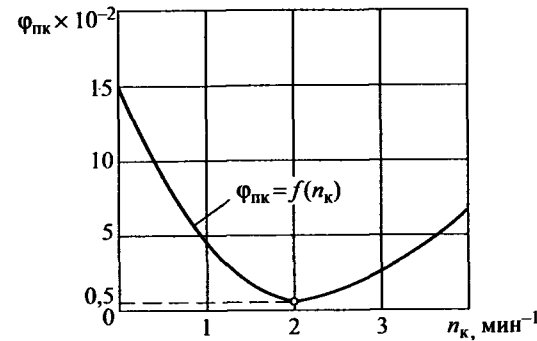


Рис. 3.37. Изменение коэффициента трения в буксовых подшипниках качения в зависимости от числа оборотов колесной пары

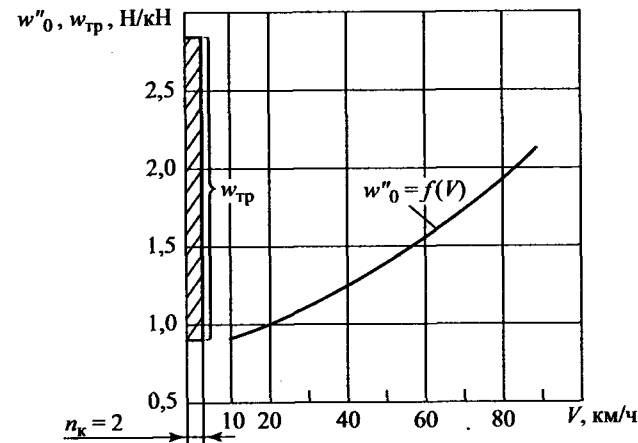


Рис. 3.38. Зависимости основного удельного сопротивления w_0'' и удельного сопротивления при трогании с места $w_{тр}$ грузовых полувагонов на роликовых подшипниках

Согласно ПТР, удельное сопротивление при трогании состава, оборудованного подшипниками скольжения, на площадке, Н/кН:

$$w_{трс} = \frac{1420}{q_0 + 70}, \quad (3.54)$$

где q_0 — нагрузка от колесной пары на рельсы, кН.

Необходимо отметить, что формула (3.54) справедлива для удельного сопротивления движению не одного вагона, а при трогании состава поезда. Поэтому, чем длиннее состав, то при прочих равных условиях величина $w_{тр}$ меньше, т.к. трогание с места хвостовой части поезда происходит при $V \neq 0$, тогда $w_{тр}$ резко снижается.

При расчете удельного сопротивления при трогании с места подвижного состава, оборудованного роликовыми подшипниками букс, Н/кН:

$$w_{трк} = \frac{280}{q_0 + 70} \quad (3.55)$$

При наличии в составе поезда разнотипных вагонов, удельное сопротивление поезда при трогании с места определяют как средневзвешенную величину, Н/кН:

$$w_{тр} = \alpha w_{трс} + \beta w_{трк},$$

где α — доля вагонов с подшипниками скольжения в составе поезда; β — доля вагонов с подшипниками качения в составе поезда.

Таким образом, наибольшее влияние на величину $w_{тр}$ оказывает нагрузка от колесной пары подвижного состава на рельсы, что отражено в формулах (3.54) и (3.55).

На рис 3.39 приведены зависимости удельного сопротивления при трогании с места подвижного состава, оборудованного подшипниками качения (кривая 1) и скольжения (кривая 2), от нагрузки q_0 .

В результате экспериментальных исследований, проведенных ВНИИЖТом, установлено, что сопротивление троганию с места одиночных четырехосных грузовых вагонов и сцепов, состоящих из 2—6 вагонов, заметно отличается от величины, полученной по формулам (3.54) и (3.55). В эти формулы рекомендуется вводить численный коэффициент K ; например, для роликовых подшипников формула (3.55) будет иметь вид:

$$w_{тр} = K \frac{280}{q_0 + 70},$$

где K — коэффициент, принимаемый в зависимости от количества

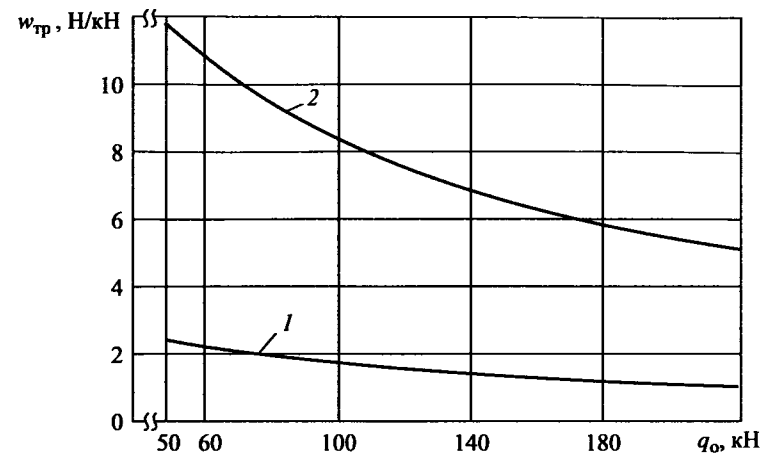


Рис. 3.39. Зависимости удельного сопротивления при трогании с места грузовых вагонов, оборудованных буксовыми подшипниками: 1 — роликовыми; 2 — скольжения

вагонов в сцепе: 1 вагон — 1,8; 2 вагона — 1,6; 3 вагона — 1,4; 4 вагона — 1,3; 5 вагонов — 1,2; 6 вагонов — 1,1.

Пример. Определить во сколько раз изменится добавочное удельное сопротивление при трогании с места состава, состоящего из четырехосных грузовых вагонов при их полной загрузке ($q_0 = 220$ кН) в случае замены буксовых подшипников скольжения на роликовые при $i = 0$.

Решение. 1. Удельное сопротивление при трогании с места состава, оборудованного подшипниками скольжения:

$$w_{трс} = \frac{1420}{q_0 + 70} = \frac{1420}{220 + 70} = 4,90 \text{ Н/кН.}$$

2. Удельное сопротивление при трогании с места состава, оборудованного роликовыми подшипниками:

$$w_{трк} = \frac{280}{q_0 + 70} = \frac{280}{220 + 70} = 0,97 \text{ Н/кН.}$$

3. Отношение удельных сопротивлений при трогании с места состава грузовых вагонов:

$$w_{трс} : w_{трк} = 4,9 : 0,97 = 5 \text{ раз.}$$

Пример. Определить удельное сопротивление троганию с места сцепа из шести четырехосных вагонов, три из которых оборудованы подшипниками скольжения, а три — роликовыми подшипниками. Средняя нагрузка от колесной пары на рельсы для всех вагонов $q_0 = 210$ кН.

Решение. 1. Удельное сопротивление при трогании с места вагонов, оборудованных подшипниками скольжения:

$$w_{\text{трс}} = \frac{1420}{q_0 + 70} = \frac{1420}{210 + 70} = 5,25 \text{ Н/кН.}$$

2. Удельное сопротивление при трогании с места вагонов с роликовыми подшипниками:

$$w_{\text{трк}} = \frac{280}{q_0 + 70} = \frac{280}{210 + 70} = 1,0 \text{ Н/кН.}$$

3. Удельное сопротивление при трогании с места состава из разнотипных вагонов:

$$w_{\text{тр}} = \alpha w_{\text{трс}} + \beta w_{\text{трк}} = 0,5 \cdot 5,25 + 0,5 \cdot 1,0 = 3,13 \text{ Н/кН.}$$

4. Для сцепа, состоящего из шести вагонов:

$$w_{\text{трсц}} = K w_{\text{тр}} = 1,1 \cdot 3,13 = 3,44 \text{ Н/кН.}$$

Общее сопротивление движению поезда. Общее сопротивление представляет собой алгебраическую сумму основного и дополнительных сопротивлений, а также сопротивления при трогании с места.

Влияние некоторых дополнительных сопротивлений на общее учесть трудно. К числу таких временно действующих сопротивлений относятся (см. раздел 3.5) $w_{\text{в}}$, $w_{\text{л}}$, $w_{\text{т}}$, $w_{\text{пг}}$, а также $w_{\text{тр}}$. Обычно их учитывают при решении локальных тяговых задач.

В практике тяговых расчетов общее полное сопротивление $W_{\text{к}}$, Н, при движении локомотива в режиме тяги:

$$W_{\text{к}} = W_0 \pm W_i + W_r, \quad (3.56)$$

где W_0 — основное сопротивление движению поезда при работе локомотива в тяговом режиме, Н:

$$W_0 = w'_0 P + w''_0 Q; \quad (3.57)$$

W_i — дополнительное сопротивление от уклона профиля пути, Н:

$$W_i = i(P + Q); \quad (3.58)$$

W_r — дополнительное сопротивление от кривизны пути, Н:

$$W_r = w_r(P + Q) = i_{\text{пр}}(P + Q), \quad (3.59)$$

где $i_{\text{пр}}$ — приведенный уклон (подъем), заменяющий удельное сопротивление от кривизны пути, т.е. $i_{\text{пр}} = w_r$.

Подставив (3.57) — (3.59) в (3.56), получим, Н:

$$W_{\text{к}} = w'_0 P + w''_0 Q \pm i(P + Q) + i_{\text{пр}}(P + Q).$$

После простейших преобразований, Н:

$$W_{\text{к}} = w'_0 P + w''_0 Q \pm i_c(P + Q),$$

где i_c — суммарный приведенный уклон, ‰:

$$i_c = \pm i + i_{\text{пр}}.$$

Удельное общее сопротивление $w_{\text{к}}$, Н/кН, при движении в режиме тяги

$$w_{\text{к}} = w_0 \pm i_c,$$

где w_0 — удельное основное сопротивление движению поезда, Н/кН:

$$w_0 = \frac{w'_0 P + w''_0 Q}{P + Q}.$$

При движении локомотива в режиме холостого хода общее полное сопротивление движению поезда равно, Н:

$$W_{\text{кх}} = W_{0\text{х}} \pm W_i + W_r,$$

где $W_{0\text{х}}$ — основное сопротивление движению поезда при работе локомотива в режиме холостого хода, Н:

$$W_{0\text{х}} = w'_x P + w''_0 Q.$$

Удельное общее сопротивление $w_{\text{кх}}$, Н/кН, при движении в режиме холостого хода:

$$w_{\text{кх}} = w_{0\text{х}} \pm i_c.$$

Соответственно, Н/кН:

$$w_{0x} = \frac{w'_{0x} P + w''_{0x} Q}{P + Q}.$$

Затраты механической работы тяги локомотива на преодоление сопротивления движению грузовых поездов в среднем распределяются в процентном соотношении ($w_k = 100\%$): 60% — основное сопротивление, 35% — от уклонов профиля пути, 5% — от кривизны пути.

Пример. Определить общее полное сопротивление движению грузового поезда длиной 688 м по звеньевому пути с тепловозом 2ТЭ10М весом 2580 кН и составом весом 35 000 кН, сформированного из 60% четырехосных и 40% шестиосных вагонов (по весу), на затяжном подъеме $i = +6\%$ с кривой $R = 800$ м и $S_{кр} = 600$ м, при равномерной скорости 40 км/ч, температуре наружного воздуха $t_{нв} = -30^\circ\text{C}$ и боковом ветре со скоростью $V_B = 12$ м/с. Все вагоны с роликовыми подшипниками одинаково загружены, средняя нагрузка от оси на рельсы $q_0 = 175$ кН.

Решение. 1. Основное удельное сопротивление движению четырехосных вагонов по звеньевому пути

$$w''_{04} = 0,7 + \frac{30 + V + 0,025 V^2}{q_0} = 0,7 + \frac{30 + 40 + 0,025 \cdot 40^2}{175} = 1,33 \text{ Н/кН}.$$

2. Основное удельное сопротивление движению шестиосных вагонов по звеньевому пути

$$w''_{06} = 0,7 + \frac{80 + V + 0,025 V^2}{q_0} = 0,7 + \frac{80 + 40 + 0,025 \cdot 40^2}{175} = 1,44 \text{ Н/кН}.$$

3. Основное удельное сопротивление движению вагонов

$$w''_0 = \frac{\alpha_4 \cdot w''_{04} + \beta \cdot w''_{06}}{100} = \frac{60 \cdot 1,33 + 40 \cdot 1,61}{100} = 1,44 \text{ Н/кН}.$$

4. Основное удельное сопротивление движению локомотива

$$w'_0 = 1,9 + 0,01 V + 0,0003 V^2 = 1,9 + 0,01 \cdot 40 + 0,0003 \cdot 40^2 = 2,38 \text{ Н/кН}.$$

5. Основное удельное сопротивление движению поезда

$$w_0 = \frac{w'_0 P + w''_0 Q}{P + Q} = \frac{2,38 \cdot 2580 + 1,44 \cdot 35\,000}{2580 + 35\,000} = 1,50 \text{ Н/кН}.$$

6. Дополнительное удельное сопротивление от кривой при $l_{п} > S_{кр}$

$$w_r = i_{пр} = \frac{700}{R} \cdot \frac{S_{кр}}{l_{п}} = \frac{700}{800} \cdot \frac{600}{688} = 0,76 \text{ Н/кН}.$$

7. Дополнительное удельное сопротивление от бокового ветра

$$w_B = (K_B - 1) w_0 = (1,39 - 1) \cdot 1,50 = 0,59 \text{ Н/кН}.$$

8. Дополнительное удельное сопротивление от низкой температуры

$$w_t = (K_t - 1) w_0 = (1,03 - 1) \cdot 1,50 = 0,05 \text{ Н/кН}.$$

9. Общее полное сопротивление движению поезда

$$W_k = (w_0 + w_i + w_r + w_B + w_t) (P + Q) = (1,50 + 6,0 + 0,76 + 0,59 + 0,05) (2580 + 35\,000) = 334\,462 \text{ Н}.$$

3.7. Пути снижения сопротивления движению поездов

Как известно, железнодорожный транспорт — один из крупнейших потребителей в стране топливно-энергетических ресурсов. Уменьшение сопротивления движению снижает расход энергии на тягу и является важным направлением повышения эффективности работы железных дорог.

Все мероприятия по уменьшению сопротивления движению поездов можно разделить на три группы.

- I. Организационно-технические.
- II. Технические (конструктивные).
- III. Организационные.

К первой группе относятся:

1. Повышение статической нагрузки грузовых вагонов q_0 .

Из расчетных эмпирических формул по определению удельного основного сопротивления движению четырехосных грузовых вагонов и (см. табл. 3.2) следует, что величина w_0'' уменьшается при увеличении статической нагрузки q_0 .

Пример. Определить основное полное сопротивление движению порожних ($q_0 = 55$ кН) и полностью загруженных ($q_0 = 220$ кН) грузовых полувагонов с подшипниками скольжения при скоростях 40 и 70 км/ч.

Решение. 1. Основное удельное w'_0 и полное W'_0 сопротивление движению полностью загруженных полувагонов $q_0 = 220$ н/кН при скоростях:

а) $V = 40$ км/ч

$$w'_{0г} = 0,7 + \frac{80 + V + 0,025 V^2}{q_0} = 0,7 + \frac{80 + 40 + 0,025 \cdot 40^2}{220} = 1,43 \text{ Н/кН},$$

$$W'_{0г} = w'_{0г} \cdot 4 \cdot q_0 = 1,43 \cdot 4 \cdot 220 = 1258 \text{ Н};$$

б) $V = 70$ км/ч

$$w'_{0г} = 0,7 + \frac{80 + V + 0,025 V^2}{q_0} = 0,7 + \frac{80 + 70 + 0,025 \cdot 70^2}{220} = 1,94 \text{ Н/кН},$$

$$W'_{0г} = w'_{0г} \cdot 4 \cdot q_0 = 1,94 \cdot 4 \cdot 220 = 1707 \text{ Н}.$$

2. Основное удельное w''_0 и полное W''_0 сопротивление движению порожних полувагонов ($q_0 = 55$ кН) при скоростях:

а) $V = 40$ км/ч

$$w''_{0п} = 1,5 + 0,045 V + 0,00027 V^2 = 1,5 + 0,045 \cdot 40 + 0,00027 \cdot 40^2 = 3,73 \text{ Н/кН},$$

$$W''_{0п} = w''_{0п} \cdot 4 \cdot q_0 = 3,73 \cdot 4 \cdot 55 = 820 \text{ Н};$$

б) $V = 70$ км/ч

$$w''_{0п} = 1,5 + 0,045 V + 0,00027 V^2 = 1,5 + 0,045 \cdot 70 + 0,00027 \cdot 70^2 =$$

$$= 5,97 \text{ Н/кН},$$

$$W''_{0п} = w''_{0п} \cdot 4 \cdot q_0 = 5,97 \cdot 4 \cdot 55 = 1313 \text{ Н}.$$

3. Определим затраты энергии силы тяги локомотива на перевозку груза, находящегося в полувагонах, например, со скоростью 70 км/ч:

$$W_{0г} - W_{0п} = 1707 - 1313 = 394 \text{ Н}.$$

Таким образом, на перевозку самого груза, находящегося в вагонах, со скоростью $V = 70$ км/ч нужно затратить силу тяги локомотива (на преодоление сопротивления) 394 Н, а на перевозку порожних вагонов (тары) 1313 Н. Отношение этих величин составляет: $1313 : 394 = 3,33$. Следовательно, перевозить порожние вагоны по железным дорогам с позиции энергетики тяги невыгодно.

Достичь полной загрузки вагонов удастся при перевозке насыпных грузов (руда, уголь, песок и т.д.) в полувагонах.

Тем не менее по железным дорогам перевозятся в вагонах и грузы с небольшой плотностью, например хлопок, бытовая техника и др.

2. Уменьшение порожнего пробега вагонов.

Универсальным показателем качества работы железных дорог и использования подвижного состава является оборот вагона. *Оборот вагона* — время от одной погрузки до следующей погрузки в тот же вагон.

Многие годы этот качественный показатель почти не меняется и составляет *6 суток*. Сократив оборот, можно ту же работу выполнить меньшим числом вагонов и, главное, уменьшить продолжительность перевозки самих грузов, что чрезвычайно выгодно для клиентов железных дорог.

Ко второй группе можно отнести:

1. Снижение тары вагонов за счет применения в их конструкции более легких материалов и сварных соединений. При уменьшении тары повышается грузоподъемность вагона и сокращаются затраты на тягу поездов.

2. Замена в четырехосных грузовых вагонах буксовых подшипников скольжения на подшипники качения дает значительный экономический эффект за счет снижения энергозатрат и расходов на текущее содержание и ремонт вагонов. Наибольший эффект от такой замены получают при трогании с места и разгоне грузового поезда.

3. Смягчение плана и профиля пути, т.е. увеличение радиуса кривых участков пути и уменьшение крутизны расчетных подъемов, а также «вредных» спусков, на которых машинисту приходится применять регулировочное торможение и тем самым терять ранее накопленную кинетическую энергию поезда.

4. Модернизация и усиление конструкции пути, в том числе:

— укладка бесстыкового пути, что уменьшает сопротивление движению, особенно по расчетному подъему и при высоких скоростях движения;

— применение рельсов тяжелых типов *P65* (64,72 кг/пог.м) и типа *P75* (74,4 кг/пог.м) с соответствующим увеличением числа шпал на 1 км;

— укладка более качественного балласта, например щебня;

— применение железобетонных шпал на участках с тепловозной тягой;

— удлинение станционных путей на участках, где их длина ограничивает вес грузовых поездов;

— рациональная расстановка путевых сигналов, исключая необходимость дополнительных торможений и остановки поездов.

5. Уменьшение аэродинамического сопротивления движению подвижного состава, в том числе:

— применение обтекаемых форм подвижного состава и специальных обтекателей-хвостовиков на последнем вагоне существенно уменьшает основное сопротивление. Очень эффективно применение декоративных отбойных щитов на вагонах типа хопер-дозатор и установка гофров, закрывающих межвагонное пространство;

— правильно формировать составы, состоящие из разнотипных вагонов. Однотипные вагоны целесообразно сосредоточить в отдельные группы. Наименьшее сопротивление имеет состав, в котором группы вагонов расположены в следующей последовательности: крытые вагоны, полувагоны, цистерны, а в хвосте поезда размещаются платформы;

— закрывать двери и люки вагонов, что снижает сопротивление воздушной среды.

6. Увеличение диаметра колес вагонов с 950 мм до 1050 мм, что, правда, в свою очередь приведет к увеличению их тары.

7. Смазывание гребней колес локомотива при прохождении кривых участков.

8. Смазывание внутренней боковой грани наружного рельса в кривых небольшого радиуса.

9. Посадка лесных ветрозащитных насаждений (полос) и установка снегозащитных устройств позволяют снизить дополнительное сопротивление от бокового ветра и уменьшают количество снега, попадающего на путь.

Третья группа мероприятий:

1. Поддержание хорошего технического состояния и надлежащего содержания подвижного состава и пути, способствующих снижению основного сопротивления.

2. Обеспечение соответствия сорта смазки буксовых подшипников подвижного состава сезону эксплуатации.

3. Содержание тормозной системы поезда в исправном состоянии, исключая касание тормозных колодок колес в нетормозных режимах.

4. Сокращение числа и продолжительности стоянок грузовых поездов, особенно в зимнее время при низких температурах окружающего воздуха, поскольку скорость остывания смазки букс во время стоянок составляет 0,5—1,2 °С в минуту при отрицательных температурах воздуха.

Глава 4 ТОРМОЗНЫЕ СИЛЫ И ТОРМОЖЕНИЕ ПОЕЗДОВ

4.1. Системы торможения

Общие сведения. Трогание с места и разгон поезда до заданной скорости машинист осуществляет, используя тяговый режим работы локомотива. Динамика движения поезда по перегону, в основном, определяется планом и профилем пути, т.е. действием неуправляемых сил основного и дополнительных сопротивлений движению. В случаях необходимости остановки поезда на перегоне вне графика движения или поддержания допустимой скорости движения на спусках машинист должен иметь в своем распоряжении искусственно создаваемые силы, направленные против движения.

Искусственно создаваемые тормозными средствами и управляемые машинистом силы, направленные в сторону, противоположную движению поезда, называют *тормозными* силами, а режим ведения поезда *тормозным*.

При тормозном режиме кинетическая энергия движущегося поезда за короткое время преобразуется в работу тормозных средств. *Мощность* тормозных средств в отличие от касательной мощности (силы тяги) локомотивов, реализуемой при взаимодействии колес с рельсами, теоретически не ограничена по величине.

В общем случае мощность (энергия) тормозных средств должна быть не менее или равна энергии движущегося поезда.

Для остановки поезда, оборудованного тормозными средствами и двигающегося по уклону крутизной $i = \text{const}$ с разностью высот $\Delta H = H_n - H_k$ со скоростью V , на ограниченном по величине тормозном пути S_T должно быть выполнено условие

$$(B_{T\text{cp}} + W_{T\text{cp}}) S_T = M_{\Pi} (V^2/2 + g\Delta H), \quad (4.1)$$

где $B_{T\text{ ср}}$ — средняя тормозная сила в диапазоне скоростей $V-0$; $W_{T\text{ ср}}$ — среднее общее сопротивление движению в диапазоне скоростей $V-0$; S_T — тормозной путь.

Из равенства (4.1) следует: для того, чтобы обеспечить минимальную длину тормозного пути S_T , а это всегда необходимо в экстренных случаях остановки поезда, величина тормозной силы $B_{T\text{ ср}}$ должна быть максимально возможной. Учитывая, что кинетическая $M_{\text{п}} V^2/2$ и потенциальная $M_{\text{п}} g \Delta H$ энергии движущегося поезда являются величинами, имеющими ограничения по условиям эксплуатации и безопасности движения, тормозная сила $B_{T\text{ ср}}$, создаваемая тормозными средствами поезда должна значительно (в несколько раз) превышать силу тяги локомотива. Тем самым обеспечивается остановка поезда любого веса в пределах фиксированного тормозного пути.

Характер изменения зависимости $B_T = f(V)$ и величина тормозной силы B_T в первую очередь зависят от применяемой на подвижном составе системы торможения.

Классификация систем торможения. На подвижном составе Российских железных дорог в разной степени применяют три основные системы торможения (рис. 4.1): механические, электрические и гидродинамические.

В *механических* системах торможения тормозная сила создается за счет механического фрикционного трения. Кинетическая энергия дви-

жущегося поезда в таких системах преобразуется в механическую работу сил трения, которая расходуется на истирание и нагревание трущихся при торможении поверхностей.

В свою очередь *электрические* системы торможения подразделяются (см. рис. 4.1) на электродинамические и электромагнитные рельсовые.

В *электродинамических* системах тормозная сила создается за счет свойства обратимости тяговых электродвигателей (ТЭД) постоянного тока локомотивов в генераторы. Кинетическая энергия поезда в этих системах преобразуется в электрический ток, вырабатываемый ТЭД, который поглощается в тормозных резисторах (реостатах) локомотивов и рассеивается в виде тепла в окружающую среду или рекуперируется (возвращается) в контактную сеть при электрической тяге. Сочетание рекуперативного и реостатного торможения э.п.с. можно отнести к комбинированным (рекуперативно-реостатным) системам электродинамического торможения э.п.с.

При *электромагнитном рельсовом торможении* (рис. 4.2) тормозные башмаки, имея обмотку возбуждения, работают как двухполюсная система, т.е. притягиваются к рельсу при питании обмотки возбуждения. Тормозная сила при рельсовом торможении создается за счет фрикционного механического трения тормозных башмаков и рельсов.

В *гидродинамических* системах тормозная сила создается за счет взаимодействия лопастных колес гидротрансформаторов обратного хода и тормозных гидромуфт с рабочей жидкостью. Кинетическая энергия поезда в таких системах преобразуется в тепловую энергию рабочей



Рис. 4.1. Классификация систем торможения подвижного состава

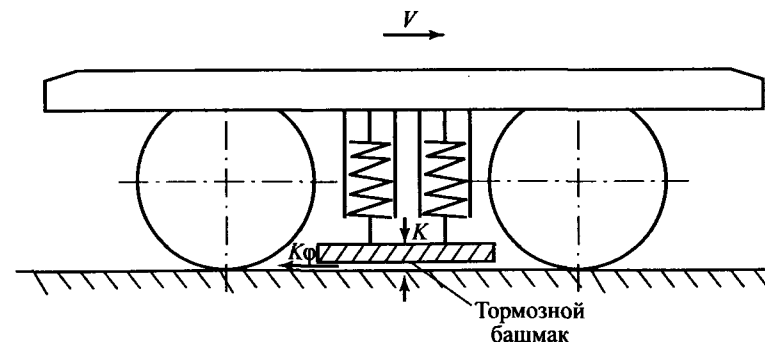


Рис. 4.2. Схема рельсового тормоза

жидкости гидродинамической передачи локомотивов, отводимую в холодильниках.

Помимо вышеназванных систем торможения для поездов с магнитным подвешиванием и линейным двигателем для тяги разрабатываются *электромагнитные* системы торможения. В таких системах тормозная сила создается за счет взаимодействия магнитных потоков движущегося поезда и неподвижного пути. Поезда с магнитным подвешиванием относят к высокоскоростному наземному транспорту, предназначенному для движения со скоростями до 400 км/ч.

Из всех систем торможения наиболее надежным и эффективным для железнодорожного транспорта является механическое торможение, которое позволяет использовать для создания тормозной силы все без исключения единицы подвижного состава. Электрические и гидродинамические системы торможения применимы лишь на локомотивах. Величина тормозной силы в этих системах ограничена мощностью силовой установки локомотива, и такие тормоза используют при движении как вспомогательные.

Механическое торможение. В зависимости от способа создания тормозной силы различают следующие системы механического фрикционного торможения (см. рис. 4.1): колесно-колодочные, барабанные и дисковые.

При *колесно-колодочном* торможении тормозная сила создается за счет радиального нажатия тормозных колодок на колеса подвижного состава. Механическое воздействие тормозных колодок на колесные

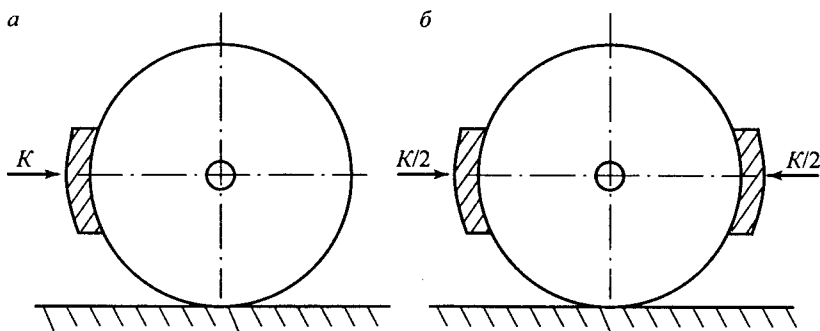


Рис. 4.3. Схемы колесно-колодочного тормоза: а — одностороннего действия; б — двухстороннего нажатия

пары сопровождается фрикционным износом поверхности кругов качения колес и самих колодок. Нажатие тормозных колодок на колесные пары может быть как одностороннее (рис. 4.3, а), так и двухстороннее (рис. 4.3, б). Колесно-колодочная система торможения является основной на железнодорожном транспорте страны, в этой связи особенности ее работы и расчетов будут рассмотрены более подробно.

Принципиальное отличие *барабанных тормозов* — применение в системе торможения специальных тормозных барабанов и радиально перемещающихся тормозных колодок. Тормозной барабан насаживают на ось колесной пары (рис. 4.4, а) или якорь тягового электродвигателя. В ряде конструкций транспортных средств тормозной барабан закрепляют на колесном центре колесной пары (рис. 4.4, б, в). Тормозные колодки прижимаются к барабану снаружи (рис. 4.4, а, б) или изнутри (рис. 4.4, в), обеспечивая создание тормозной силы.

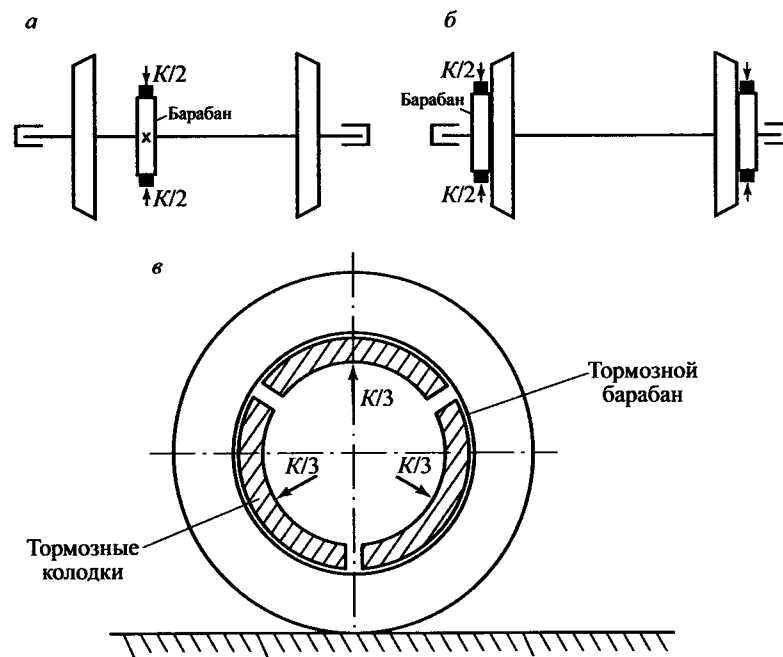


Рис. 4.4. Схемы барабанного тормоза: а — барабан размещен на оси; б — барабан прикреплен к колесному центру; в — внутреннее нажатие тормозных колодок

Барабанные тормоза более эффективны в эксплуатации, чем колесно-колодочная система торможения, т.к. увеличивается общая площадь прижатия тормозных колодок к колесной паре; поверхности профиля колес не подвержены термическому воздействию и износу от действия тормозных колодок, что в итоге позволяет увеличить межремонтный пробег колесных пар и экипажной части локомотивов в целом.

К недостаткам барабанных тормозов следует отнести: усложнение конструкции рычажной передачи тормоза и снижение его эксплуатационной надежности, увеличение массы тормозной системы и ряд других. В настоящее время барабанные тормоза применяют на трамвайных моторных вагонах новых типов.

Дисковые тормоза (рис. 4.5) работают следующим образом. На внешней, а в ряде конструкций локомотивов и на внутренней стороне колесного центра прикрепляют тормозные диски. Специальные тормозные накладки, перемещаясь под действием рычажной передачи в осевом поперечном направлении, прижимаются к тормозным дискам и создают силу трения и тормозной момент M_T , величина которого несколько меньше, чем при колесно-колодочном торможении, т.к. диаметр тормозного диска меньше диаметра колеса колесной пары $d_T < D_K$. Тормозные накладки изготавливают из фрик-

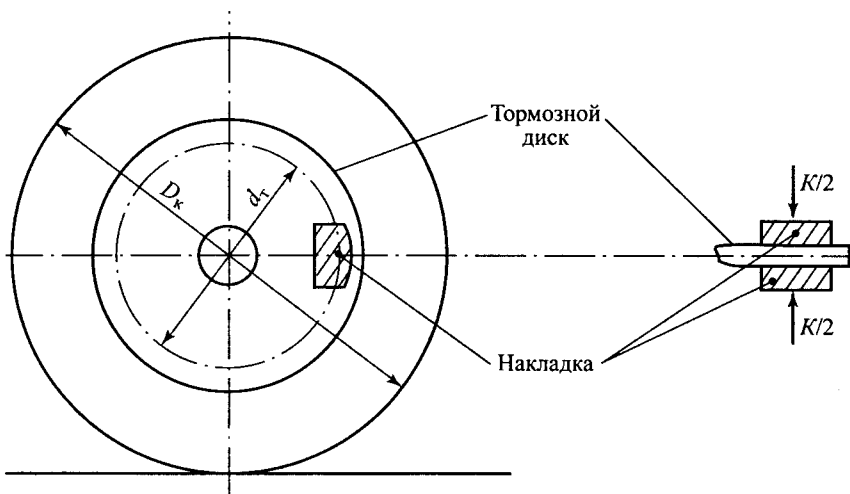


Рис. 4.5. Схема дискового тормоза

ционных композиционных материалов, в состав которых входят эбонит, бакелит, асбестовые и другие материалы, что в итоге позволяет повысить эффективность торможения подвижным составом. Тормозные диски изготавливают из серого чугуна. Так как тормозные диски и накладки при торможении подвержены серьезному термическому воздействию, к материалам, из которых они изготовлены, предъявляют особые требования в отношении теплоустойчивости и термоусталости.

Дисковые тормоза установлены на высокоскоростном поезде ЭР200. Накопленный опыт эксплуатации ЭР200 показал высокую эффективность применения дисковой системы торможения в зоне высоких скоростей движения 120—200 км/ч. В среднем для диапазона 120—200 км/ч тормозной эффект дисковых тормозов оказался выше на 30 % по сравнению с колесно-колодочным торможением поезда. В диапазоне скоростей движения до 120 км/ч эффективность дисковых и колесно-колодочных тормозов оказалась одинаковой.

Применение дисковых тормозов позволяет уменьшить износ колесных пар и увеличить межремонтный пробег локомотивов между ТО-4. К недостаткам дисковых тормозов следует отнести: резкое падение силы нажатия тормозных накладок и тормозной силы поезда при износе деталей рычажной передачи, снижение эксплуатационной надежности работы буксовых и иных узлов экипажной части локомотивов из-за воздействия дополнительных боковых усилий от тормозных накладок на колесные пары; необходимость постоянного контроля за техническим состоянием рычажной передачи тормоза и ряд других.

Системы механического торможения классифицируют также (см. рис. 4.1) по типу привода тормозных средств; при этом различают: пневматические, электропневматические, ручные и гидравлические.

В *пневматических* системах механического торможения при снижении давления воздуха в тормозной магистрали поезда воздух из запасных резервуаров поступает в тормозные цилиндры; последние приводят в действие рычажную тормозную передачу, которая прижимает тормозные колодки к бандажам. Таким образом, рабочим телом в пневматических тормозах является воздух, предварительно сжатый компрессором локомотива. Этот тип привода, благодаря высокой эксплуата-

ционной надежности, в настоящее время является основным на подвижном составе железных дорог РФ.

В *электронепневматических* системах торможения управление работой тормозов осуществляется с помощью электрического тока. В таких системах применяют специальные воздухораспределители с электрическим управлением. Электровоздухораспределители изменяют давление сжатого воздуха в тормозных цилиндрах и поддерживают его в заданных пределах в соответствии с командами — электрическими сигналами, поступающими с пульта управления работой локомотива.

Электронепневматическими системами торможения оборудуются локомотивы, дизель- и электропоезда, рельсовые автобусы, пассажирские вагоны. Такие системы являются вспомогательными, в случае отказа машинист использует основной пневматический тормоз.

Ручными тормозами оборудованы все локомотивы, дизель- и электропоезда, рельсовые автобусы, пассажирские вагоны и часть грузовых вагонов с тормозными площадками. Применяют этот вид тормоза на стоянках для удержания подвижного состава на месте. В ручных тормозах усилие руки человека от маховика тормоза передается на тормозные колодки через продольные тяги, соединенные с главным рычагом рычажной передачи тормоза единицы подвижного состава.

В *гидравлическом* приводе тормозов исполнительным органом, обеспечивающим прижатие тормозных колодок или накладок к колесу, является гидроцилиндр, заполненный тормозной жидкостью. В связи с тем, что жидкость практически несжимаема, гидравлическая система привода тормозных средств более компактна, чем пневмопривод. Гидропривод тормозных средств широко применяется на автотранспорте и ряде других видов транспорта. На локомотивах и вагонах этот тип привода тормозных средств применения не получил из-за недостаточной эксплуатационной надежности и ряда других проблем. Например, как решить проблему пополнения жидкостью тормозной магистрали поезда при вполне возможных ее утечках в процессе эксплуатации? При пневматической системе привода эта проблема легко решается с помощью тормозного компрессора локомотива. Существуют и другие проблемы, ограничивающие сферу применения гидропривода тормозов на транспортных средствах.

4.2. Образование тормозной силы при колесно-колодочном торможении

При нажатии тормозной колодки силой K (рис. 4.6) на колесо колесной пары подвижного состава между ними возникает сила трения $\varphi_k K$, где φ_k — коэффициент трения колодки о колесо. Приложим к центру колеса O две силы $\varphi_k K$, равные по величине силе трения колодки о колесо, но противоположно направленные. Эти две силы взаимно уравновешиваются и не могут изменить положение системы (см. рис. 4.6).

Сила $\varphi_k K$, направленная из центра колеса вверх, будет уравновешиваться реакцией R , возникающей на колодке и передаваемой через элементы тележки на колесо. Одновременно реакция R и сила $\varphi_k K$ создают дополнительный момент, который разгружает колесо при торможении. Заменяем пару сил, отмеченных на рис. 4.6, с моментом M_T , парой сил B и B_1 с моментом M_{BB_1} , равным по величине M_T , т.е. $M_T = M_{BB_1}$.

Из рис. 4.6 следует, что B_1 , приложенная в точке A касания колеса и рельса, — это сила, с которой колесо действует на рельс при торможении:

$$B_1 = B = \varphi_k K. \quad (4.2)$$

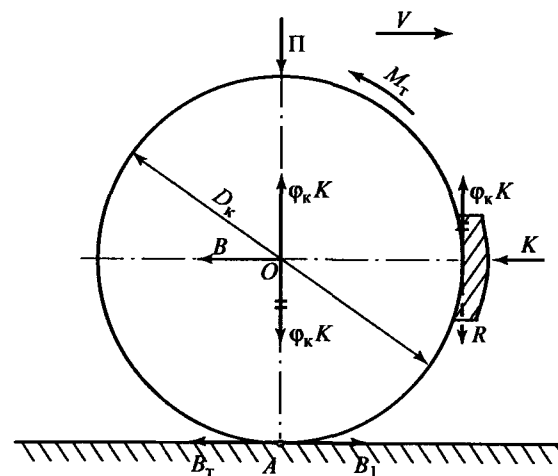


Рис. 4.6. Схема образования тормозной силы при колесно-колодочном торможении

Момент, создаваемый парой сил M_{BB1} , стремится сдвинуть точку A колеса вправо, но сила сцепления колеса с рельсом, действующая в результате прижатия колеса к рельсу силой $П$, удерживает колесо (т. A) от скольжения вправо. При отсутствии скольжения по III закону Ньютона в точке A контактной площадки возникает реактивная сила B_T , с которой рельс действует на колесо при торможении, т.е.

$$B_T = B = \varphi_k K. \quad (4.3)$$

Сила B_T является внешней по отношению к движущейся системе — экипажу, и именно эту силу принято называть *тормозной силой*. Из формулы (4.3) следует, что величина тормозной силы B_T зависит от значений K и φ_k .

Тормозная сила при колесно-колодочном торможении. Тормозная сила B_T , развиваемая одной тормозной колодкой:

$$B_T = \varphi_k K.$$

Применительно к тормозной оси

$$B_0 = \varphi_k K_0, \quad (4.4)$$

где K_0 — сила нажатия колодок на колеса одной тормозной оси колесной пары, кН.

Для поезда с числом тормозных осей n при K_0 , кН, тормозная сила, Н:

$$B_T = 1000 \sum \varphi_k K_0, \quad (4.5)$$

где 1000 — коэффициент, зависящий от единиц измерения, переводит «кН» в «Н».

Удельная тормозная сила b_T , Н/кН, при весе поезда $P+Q$

$$b_T = 1000 \frac{\sum \varphi_k K}{P+Q}. \quad (4.6)$$

Рассмотрим факторы, определяющие величины φ_k и K_0 .

Коэффициент трения тормозных колодок о колесо φ_k зависит от материала трущихся поверхностей, скорости движения и силы нажатия. На величину φ_k влияет также форма поверхности колодки, чистота поверхности колеса и температура.

На железных дорогах России применяются три типа колодок: стандартные чугунные, из высокофосфористого чугуна (с содержанием фосфора до 1,4%) и композиционные марки 8-1-66. На рис. 4.7 представлены результаты испытаний по определению зависимости коэффициента трения φ_k от скорости движения для вышеперечисленных типов колодок. С ростом скорости коэффициент трения уменьшается. Аналогичная картина наблюдается при увеличении силы нажатия K колодки на колесо. С увеличением скорости и удельного нажатия колодок количество тепла, выделяемое при трении колодки о колесо, возрастает, повышается температура металла колодки и колеса, поверхностный слой контактируемых поверхностей размягчается и становится более пластичным, что приводит к уменьшению тормозного эффекта.

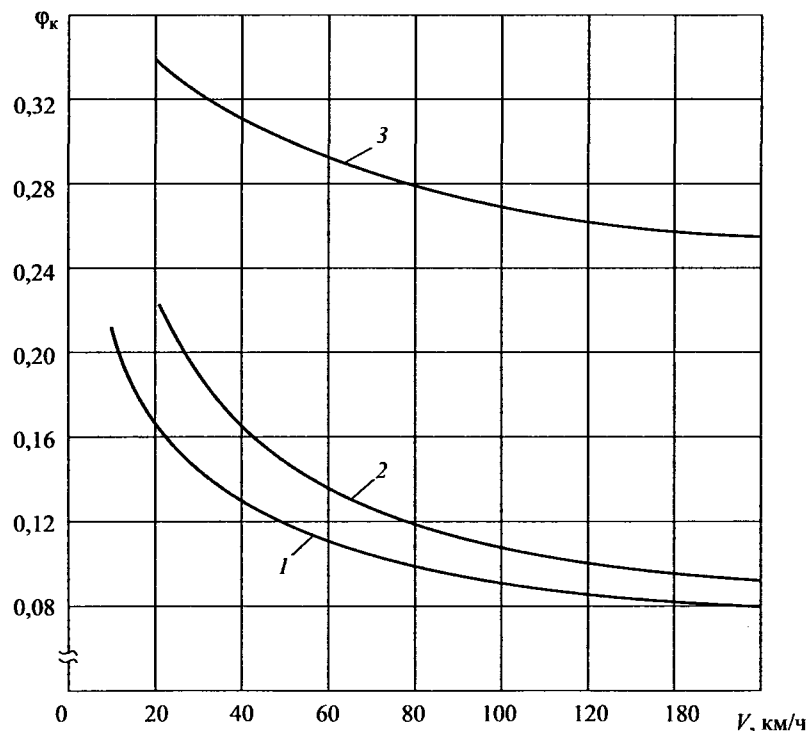


Рис 4.7. Зависимости коэффициента трения от скорости движения и материала колодок: 1 — стандартные чугунные; 2 — из высокофосфористого чугуна; 3 — композиционные

Коэффициент трения тормозных колодок о колеса рассчитывают по следующим эмпирическим формулам [10]:

для стандартных чугуновых колодок

$$\varphi_k = 0,6 \frac{1,63K + 100}{8,5K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (4.7)$$

для высокофосфористых чугуновых колодок

$$\varphi_k = 0,5 \frac{1,63K + 100}{5,3K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}; \quad (4.8)$$

для композиционных колодок марки 8-1-66

$$\varphi_k = 0,44 \frac{0,10K + 20}{0,41K + 20} \cdot \frac{V + 150}{5V + 150}. \quad (4.9)$$

В формулах (4.7–4.9) K — сила нажатия колодки, кН; V — скорость движения, км/ч. Из приведенных формул и рис. 4.7 следует, что величина коэффициента трения чугуновых колодок существенно (в несколько раз!) снижается при увеличении скорости. При скоростях движения подвижного состава более 120 км/ч, т.е. в диапазоне высокоскоростного движения, когда требуется большая тормозная сила, применение системы колесно-колодочного торможения малоэффективно. К недостаткам стандартных чугуновых колодок следует также отнести их интенсивный износ в эксплуатации и загрязнение чугуновой пылью балласта верхнего строения пути, которая образуется при торможении от истирания колодок. Эта чугуновая пыль, попадая на контакты тяговых электродвигателей, ухудшает их эксплуатационную надежность. Необходимо отметить, что применение чугуновых колодок с повышенным содержанием фосфора до 1,4% повышает их износостойкость и в целом тормозной эффект (см. рис. 4.7).

По оценкам специалистов в год на железнодорожном транспорте «истирается в пыль» при торможении до 300 тыс. тонн специального чугуна, из которого изготавливают тормозные колодки, поэтому повышение износостойкости тормозных колодок — одна из приоритетных задач железнодорожного транспорта.

Композиционные колодки марки 8-1-66 изготавливают из асбестокаучукового материала. Они обладают более высоким (в несколько раз по сравнению с чугуновыми) коэффициентом трения, особенно в зоне

высоких скоростей ($V \geq 120$ км/ч). Износостойкость композиционных колодок примерно в три раза больше, чем чугуновых. Однако применяемые колодки марки 8-1-66 имеют ряд серьезных недостатков: вследствие низкой теплопроводности асбестокаучукового материала возникает высокая температура (до 300 °С) нагрева колесных пар, что может привести к ослаблению бандажа и появлению термических микротрещин; в зимнее время может произойти обледенение поверхностей композиционных колодок и уменьшение значения коэффициента трения, как следствие, тормозной эффект при применении таких колодок резко снижается. При неблагоприятных условиях эксплуатации тормозной путь подвижного состава, оборудованного композиционными колодками, может увеличиться в разы по сравнению с торможением стандартными чугуновыми колодками. По этим и ряду других причин композиционные колодки на локомотивах не применяют; на грузовых вагонах их используют исключительно на среднем режиме при $q_0 > 60$ кН. Широкое распространение колодки марки 8-1-66 получили на пассажирских вагонах, что позволяет сократить эксплуатационные расходы на их содержание.

Из формул (4.7–4.9) по расчету φ_k следует, что на величину коэффициента трения колодки о колесо существенное влияние оказывает сила нажатия тормозной колодки K ; с увеличением этой силы φ_k уменьшается. Очевидно, двустороннее нажатие тормозных колодок (рис. 4.3, б) дает более высокие значения коэффициента трения φ_k , чем одностороннее (рис. 4.3, а), так как давление на одну колодку при двустороннем торможении уменьшается в два раза.

Сила нажатия тормозных колодок. Безопасность движения подвижного состава зависит от величины тормозной силы. Основным способом обеспечения больших значений тормозной силы B_T является увеличение суммарной силы нажатия ΣK тормозных колодок. Однако силы нажатия ΣK и, соответственно, тормозные силы B_T ограничены условиями сцепления колес подвижного состава с рельсами. Для нормального торможения, когда работа тормозов сопровождается перекачиванием колес по рельсам (т.е. $w_k \neq 0$), тормозная сила B_T в любой момент времени не должна превосходить силу сцепления колеса колесной пары с рельсами $\Psi_k 2П$. Если тормозная сила B_T превысит силу сцепления колесной пары с рельсами, то колеса колесной пары, заклиненные колодкой, начнут скользить по рельсам и их вращение прекратится, —

наступит явление ЮЗ. Сила трения скольжения $\mu_{2П}$ колесной пары при юзе меньше силы сцепления колес при качении Ψ_{κ} 2П (рис. 4.8) вследствие того, что коэффициент трения скольжения меньше коэффициента трения покоя.

Опасность и вредные последствия юза с позиций безопасности движения состоят в увеличении тормозного пути, т.к. уменьшаются значения тормозной силы и сил основного сопротивления (т.к. $w_{\text{бп}} = 0$; $w_{\text{тк}} = 0$). Заклинивание колес также приводит к сильному износу рельсов и кругов катания колес колесной пары с образованием на их поверхности ползунов. В дальнейшем такая колесная пара при качении создает удары по рельсам, что отрицательно сказывается на надежности многих элементов экипажа подвижного состава и верхнего строения пути.

Во избежание явления юза необходимо соблюдать основное условие при торможении поезда, которое можно представить в следующем виде

$$\varphi_{\kappa} \Sigma K_0 \leq \Psi_{\kappa} 2П. \quad (4.10)$$

Основное условие при торможении также можно сформулировать следующим образом: для предотвращения юза и обеспечения безопасности движения тормозная сила $B_{\text{т}}$ колесной пары, создаваемая

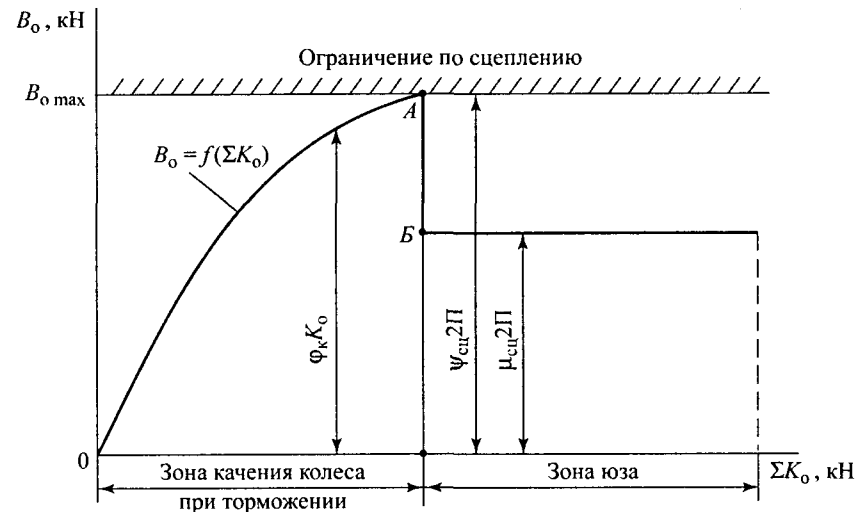


Рис. 4.8. Изменение тормозной силы B_0 при увеличении суммарной силы нажатия ΣK_0 колодок на тормозную ось

мая тормозными средствами, не должна превосходить силу сцепления колес колесной пары с рельсами.

Наибольшая допустимая величина ΣK_{max} определяется из равенства

$$\frac{\Sigma K_0}{2П} = \frac{\Psi_{\kappa}}{\varphi_{\kappa}}. \quad (4.11)$$

Отношение наибольшей силы нажатия тормозных колодок ΣK_0 на колесную пару к статической нагрузке на рельсы $2П$ называют коэффициентом нажатия тормозных колодок и обозначают $\delta = \Sigma K_0 / 2П$. Из равенства (4.11) следует, что коэффициент нажатия δ зависит от отношения Ψ_{κ} к φ_{κ} , которые в свою очередь зависят от скорости движения, материала колодок и погодных условий.

Так как коэффициент сцепления Ψ_{κ} колес с рельсами зависит от скорости движения V в меньшей степени, чем коэффициент трения φ_{κ} колодок о колеса колесной пары (рис. 4.9), наибольшая опасность заклинивания колес (юза) возникает при низких скоростях, особенно при трогании с места и разгоне заторможенного вагона, т.е. при $V \leq V_A$. Восстановление качения колес колесной пары по рельсам осуществляют с помощью специальных противоюзных устройств, предназначенных для автоматического прекращения юза в момент его возникновения.

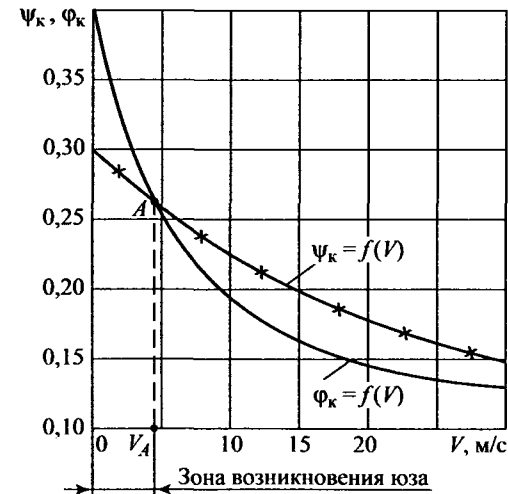


Рис. 4.9. Зависимости коэффициентов сцепления Ψ_{κ} и трения тормозных колодок φ_{κ} от скорости движения

для автоматического прекращения юза в момент его возникновения.

Так как заклинивание колес вероятнее всего у порожних вагонов, при расчетах принимают: коэффициент нажатия $\delta = 0,6$ от тары порожних грузовых вагонов; для пассажирских вагонов, дизель- и электропоездов $0,7-0,75$, для локомотивов $0,5-0,6$. При применении на пассажирских вагонах композиционных колодок — $\delta = 0,3$.

В автотормозах большинства грузовых вагонов предусмотрены три режима торможения: груженный, средний, порожний. При применении на грузовых вагонах стандартных чугунных тормозных колодок установлены следующие предельные расчетные значения силы нажатия тормозных колодок на тормозную ось, в зависимости от режима: груженный — 60 кН, средний — 50 кН, порожний — 35 кН.

Для композиционных колодок грузовых вагонов устанавливается два режима: средний — 70 кН, порожний — 35 кН.

В таблицах 4.1 и 4.2 приведены расчетные силы нажатия на одну тормозную колодку и число тормозных колодок в тормозных системах различных серий локомотивов и типах вагонов.

Таблица 4.1

Расчетные силы нажатия на одну чугунную тормозную колодку локомотивов

Серии локомотивов	Число тормозных колодок	Число тормозных цилиндров	Сила нажатия на одну колодку, кН
ТЕПЛОВОЗЫ			
ТЭ3, 2М62У	24	8	64
ТГ16	16	8	36
2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 2ТЭ10У	24	8	85
2ТЭ116	48	24	30
ТЭП60, ТЭП70	24	8	30
ТЭМ2	12	8	64
ЧМЭЗ	24	8	29
ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА (все серии)			
Моторный вагон	16	8	80
Прицепной вагон	16	8	50
ЭЛЕКТРОВОЗЫ			
ВЛ 22 ^м	12	4	76
ВЛ23	12	4	90
ВЛ8	16	8	68
ВЛ10, ВЛ10 ^у , ВЛ82, ВЛ80 (все индексы)	32	8	41
ВЛ60 (все индексы)	24	4	30
ЭЛЕКТРОПОЕЗДА (все серии)			
Моторный вагон	16	1	26
Прицепной вагон	16	1	18

Таблица 4.2

Расчетные силы нажатия на одну тормозную колодку грузовых и пассажирских вагонов

Тип вагона	Тормозные колодки		Сила нажатия на колодку, кН		
	Материал	Число	Груженный	Средний	Порожний
ГРУЗОВЫЕ					
Четырехосные полувагоны	Чугунные	8	38	23	12,6
	Композиционные	8	24	14,8	8,2
Четырехосные платформы, крытые вагоны, цистерны	Чугунные	8	38,2	23,4	12,8
	Композиционные	8	25	15,4	8,5
Шестиосные полувагоны	Чугунные	12	26	16	9
	Композиционные	12	17	10	6
Восьмиосные полувагоны	Чугунные	16	35	21,8	12,4
	Композиционные	16	22	13,5	7,5
Восьмиосные цистерны	Чугунные	16	37	23	13
	Композиционные	16	25	15	8,6
Рефрижираторные	Чугунные	16	21	13	7,5
	Композиционные	16	11,6	7,4	4,3
ПАССАЖИРСКИЕ					
Цельнометаллические весом, кН					
530—620	Чугунные	16	23,5	—	—
	Композиционные	16	10,3	—	—
480—520	Чугунные	16	18,5	—	—
	Композиционные	16	8,8	—	—
С дисковым тормозом	Накладки	16	7,5	—	—
С регулятором скорости	Чугунные	16	52,0	—	—

Пример. Определить полную и удельную тормозную силу состава грузового поезда весом 40000 кН, сформированного из 56 четырехосных полувагонов, оборудованных стандартными чугунными колодками. Скорость поезда в начале торможения 70 км/ч, число тормозных осей — 80 %.

Решение 1. Расчетная сила нажатия на одну тормозную ось четырехосных вагонов при груженом режиме (см. табл. 4.2)

$$K_o = n_k K = 2 \cdot 38 = 76 \text{ кН},$$

где n_k — число тормозных колодок на ось.

2. Число тормозных осей в составе поезда

$$n_o = \alpha_T 4 n_b = 0,8 \cdot 4 \cdot 56 = 180 \text{ осей},$$

где α_T — доля тормозных осей в составе поезда, $\alpha_T = 80\% = 0,8$.

3. Суммарная сила нажатия тормозных колодок на оси состава поезда

$$\Sigma K_o = K_o n_o = 76 \cdot 180 = 1360 \text{ кН}.$$

4. Коэффициент трения чугунных колодок (по формуле 4.7)

$$\varphi_k = 0,6 \cdot \frac{1,63K + 100}{8,5K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100} = 0,6 \cdot \frac{1,63 \cdot 76 + 100}{8,5 \cdot 76 + 100} \cdot \frac{70 + 100}{5 \cdot 70 + 100} = 0,071.$$

5. Полная тормозная сила состава поезда (по формуле 4.5)

$$B_T = 1000 \Sigma \varphi_k K_o = 1000 \cdot 0,071 \cdot 13680 = 971\,280 \text{ Н}.$$

6. Удельная тормозная сила b_T , Н/кН, при весе поезда $P + Q$ (по формуле 4.6)

$$b_T = 1000 \frac{\Sigma \varphi_k K}{P + Q} = 1000 \frac{971\,280}{40\,000} = 24,3 \text{ Н/кН}.$$

Процесс торможения. Торможение — процесс, управляемый машинистом, при котором с помощью тормозных средств обеспечивается снижение скорости движения поезда или его полная остановка. Процесс торможения является динамическим, изменяющимся во времени.

Для предотвращения явления юза, когда колесная пара блокируется тормозными колодками и прекращается ее вращение при продолжающемся движении поезда, машинист изменяет силу нажатия тормозных колодок ΣK_o , применяя различные ступени и режимы торможения. В результате происходит регулирование во времени t значения полной тормозной силы поезда B_T .

Как отмечалось ранее, значение полной тормозной силы тормозной оси B_o ограничивается силой сцепления колес с рельсами Ψ_k 2П. Это условие является основным для нормального процесса торможения. При нарушении условия сцепления колес колесной пары с рельсами при торможении увеличивается скорость скольжения $V_{ск}$ в зоне контактной площадки, что может привести к блокировке колес и юзу.

На графике, представленном на рис. 4.8, показано, что при увеличении суммарной силы нажатия ΣK_o на тормозную ось тормозная сила B_o достигает ограничения по сцеплению в точке «А», далее следует мгновенный срыв силы B_o (на участке А — Б) и начинается скольжение колес по рельсам.

В действительности процесс торможения, т.е. изменение тормозной силы B_o во времени t , выглядит несколько иначе (рис. 4.10). В период времени t_1 , процесс торможения происходит в условиях сцепления колес с рельсами и полного отсутствия скольжения $V_{ск} = 0$. Значение тормозной силы не изменяется, т.е. $B_o = \text{const}$ (участок а—б на кривой $B_o = f(t)$ на рис. 4.10).

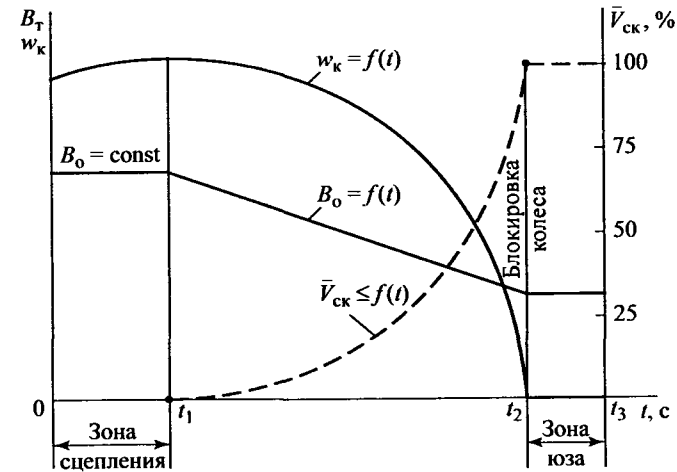


Рис. 4.10. Изменение тормозной силы B_o , угловой скорости вращения колес w и относительной скорости скольжения $V_{ск}$ колесной пары от времени торможения

Необходимо отметить, что коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении (кривая 1 на рис 4.11) меньше зависит от скорости скольжения $V_{ск}$, чем в тяговом режиме (кривая 2), следовательно, при торможении можно допустить большее скольжение.

В отрезок времени $t_2 - t_1$ (см. рис. 4.10) относительная скорость скольжения $V_{ск}$ колеса возрастает

$$V_{ск} = V / V_{ск}, \quad (4.12)$$

где V — поступательная скорость движения колесной пары, м/с.

Значение тормозной силы B_0 (участок б-в на рис 4.10) уменьшается из-за снижения коэффициента трения ϕ_k . При достижении относительной скорости скольжения величины $V_{ск} = 100\%$ возникает блокировка колес и дальнейшее торможение происходит в условиях юза.

Количественные значения тормозной силы B_0 и расчетной силы нажатия колодок ΣK_p на тормозную ось в функции времени представлены на рис. 4.12. На участке а-б кривой $B_0 = f(t)$ тормозная сила возрастает вследствие увеличения расчетной силы на-

жатия ΣK_p тормозных колодок на тормозную ось, а на участке б-в из-за роста коэффициента трения ϕ_k тормозных колодок, т.к. поступательная скорость движения колесной пары снижается. В точке «в» нарушаются условия сцепления колес с рельсами, угловая скорость вращения колесной пары уменьшается и значение тормозной силы на участке в-г резко возрастает. На одиннадцатой секунде после начала нажатия тормозных колодок вращение колесной пары прекращается и происходит блокировка колес (участок г-д на рис. 4.12); тормозная сила резко уменьшается из-за того, что коэффициент трения скольжения колес по рельсам в несколько раз ниже коэффициента трения качения.

Некоторое увеличение тормозной силы B_0 перед остановкой колесной пары (точка е на рис. 4.12) обусловлено увеличением коэффициента трения скольжения при снижении скорости. Из данных, представленных на рис. 4.12, также следует, что из-за блокировки колес время движения поезда до полной остановки и его тормозной путь увеличиваются (кривая д-е).

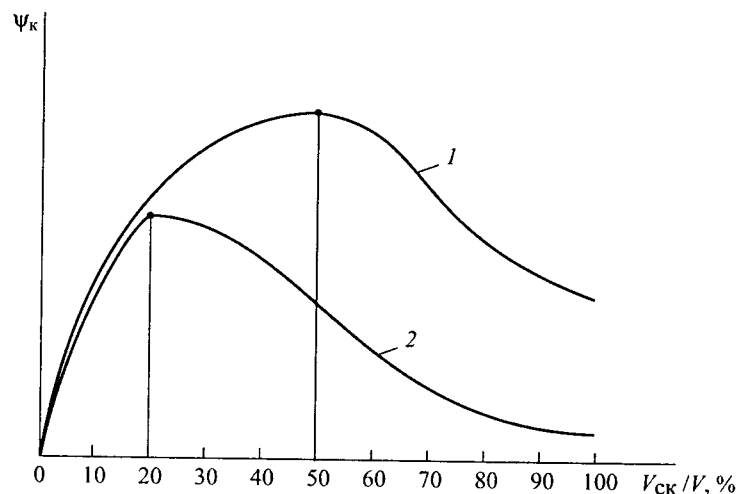


Рис. 4.11. Зависимости коэффициента сцепления колес с рельсами от относительной скорости скольжения и режима работы локомотива: 1 — при торможении; 2 — тяговый режим

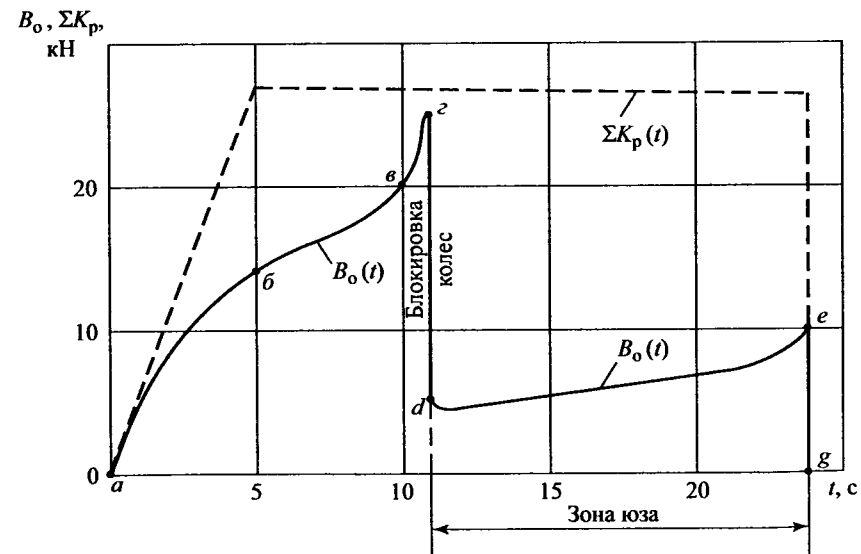


Рис. 4.12. Графики изменения тормозной силы B_0 и силы нажатия тормозных колодок ΣK_0 во времени

Опыт эксплуатации отечественного подвижного состава показал, что основными причинами блокировки колес и возникновения явления юза являются:

- неисправности воздухораспределителей и других тормозных приборов и неотпуск тормозов после торможения;
- износ и неисправности деталей рычажной передачи тормоза;
- неправильное включение режимов;
- низкая квалификация машинистов;
- отправление поездов с заторможенными осями;
- снижение коэффициента сцепления из-за различных эксплуатационных факторов.

Блокировки колес при торможении приводят к резкому снижению безопасности движения поездов, увеличивают эксплуатационные расходы на содержание и ремонт подвижного состава и верхнего строения пути, снижают эксплуатационную надежность узлов подвижного состава и рельсовой колеи и уменьшают оборот вагонов.

В целом, физические процессы, происходящие при торможении в зоне контактной площадки колеса и рельса, чрезвычайно сложны. В связи с отсутствием достаточного количества опытных данных по влиянию на тормозную силу поезда B_T различных случайных факторов процесс торможения несколько идеализируют.

Тормозным путем называется расстояние, проходимое поездом от момента поворота ручки крана машиниста в тормозное положение до его полной остановки. После поворота ручки крана машиниста в тормозное положение до момента соприкосновения (нажатия) тормозных колодок проходит время, которое называют временем подготовки тормозов к действию.

За этот период времени происходит распространение воздушной волны по тормозной магистрали поезда, срабатывание воздухораспределителей, наполнение тормозных цилиндров воздухом и перемещение тормозной рычажной передачи.

Во время подготовки тормозов к действию (интервал $0—t_1$ на рис. 4.13, *a*) тормозная сила поезда B_T равна нулю, а скорость движения поезда принимается постоянной, т.е. $V = \text{const}$, хотя характер ее изменения в условиях реального движения будет определяться профилем пути, т.е. сопротивлением движению. Далее тормозные колодки прижимаются к бандажам колес колесных пар, и начинается процесс

замедления скорости подвижного состава, т.е. его торможения. В связи с тем, что давление воздуха в тормозных цилиндрах растет в течение определенного времени и воздухораспределители хвостовой части поезда срабатывают позже, чем воздухораспределители головных вагонов, значение тормозной силы B_T увеличивается постепенно. На рис. 4.13, *a* темп изменения кривой $B_T = f(t)$ показан в виде линейной зависимости. После стабилизации тормозных процессов считается, что тормозная сила B_T имеет установившееся значение, т.е. является постоянной величиной в диапазоне времени $t_3—t_2$.

Учитывая, что темп и характер изменения кривой тормозной силы $B_T = f(t)$ на отрезке $t_1—t_2$ (см. рис. 4.13, *a*) есть величины, зависящие от большого числа переменных параметров, при расчетах принимают,

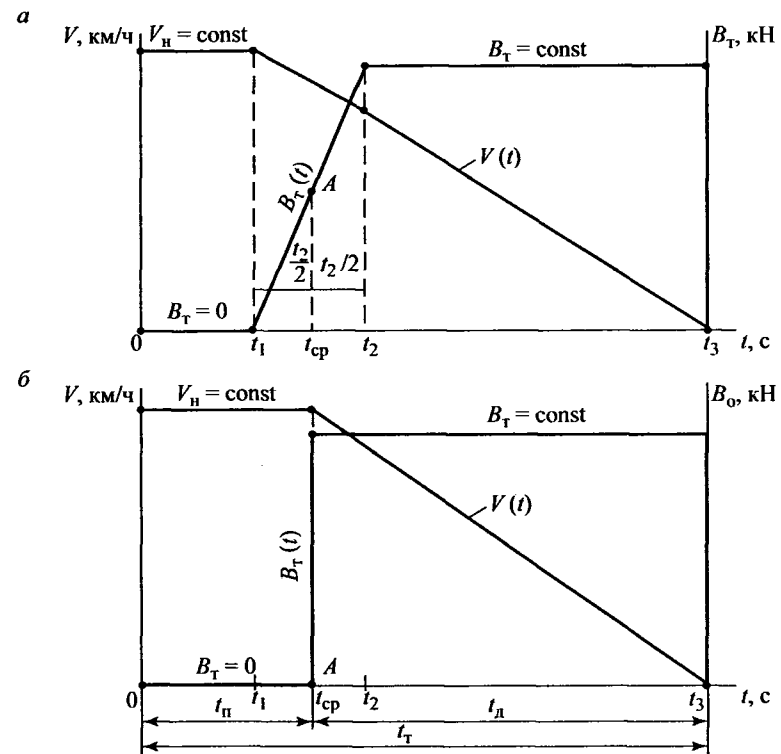


Рис. 4.13. Расчетное представление процесса торможения: *a* — линейное изменение тормозной силы $B_T(t)$; *б* — легковесное изменение тормозной силы $B_T(t)$

что тормозная сила достигает своего установившегося значения мгновенно при $t_{\text{ср}} = t_1 + t_2/2$ в точке *A* (рис. 4.13, б).

Полный тормозной путь S_{T} определяется как сумма двух составляющих

$$S_{\text{T}} = S_{\text{п}} + S_{\text{д}}, \quad (4.13)$$

где $S_{\text{п}}$ — путь подготовки тормозов к действию, м; $S_{\text{д}}$ — действительный тормозной путь, м.

Путь подготовки тормозов к действию $S_{\text{п}}$, м:

$$S_{\text{п}} = 0,278 V_{\text{н}} t_{\text{п}}, \quad (4.14)$$

где $V_{\text{н}}$ — скорость поезда перед началом торможения, км/ч; $t_{\text{п}}$ — время подготовки тормозов к действию, с.

В соответствии с ПТР время подготовки тормозов к действию определяют по эмпирическим формулам в зависимости от длины и типа поезда.

Для грузовых поездов с длиной 200 тормозных осей и менее, с:

$$t_{\text{п}} = 7 - 10i/b_{\text{T}},$$

где b_{T} — удельная тормозная сила, действующая на поезд при экстренном торможении, при $V_{\text{н}}$, Н/кН; i — крутизна уклона, ‰;

для грузовых поездов длиной более 200 до 300 осей, с:

$$t_{\text{п}} = 10 - 15i/b_{\text{T}};$$

для грузовых поездов длиной более 300 осей, с:

$$t_{\text{п}} = 12 - 18i/b_{\text{T}};$$

для пассажирских поездов при пневматических тормозах, с:

$$t_{\text{п}} = 4 - 5i/b_{\text{T}};$$

для пассажирских поездов при электропневматических тормозах, с:

$$t_{\text{п}} = 2 - 3i/b_{\text{T}}.$$

Действительный тормозной путь $S_{\text{д}}$, м:

$$S_{\text{д}} = \sum_1^n \frac{4,17(V_{\text{н}i}^2 - V_{\text{к}i}^2)}{(b_{\text{T}i} + w_{\text{ок}i}) + i}, \quad (4.15)$$

где $V_{\text{н}i}$ — начальная скорость при торможении в i -м интервале, км/ч; $V_{\text{к}i}$ — конечная скорость при торможении в i -м интервале,

км/ч; n — число интервалов изменения скорости; $b_{\text{T}i}$ — средняя удельная тормозная сила в i -м интервале изменения скорости, определяют по $V_{\text{ср}i} = (V_{\text{н}i} + V_{\text{к}i})/2$, Н/кН; $w_{\text{ок}i}$ — среднее удельное сопротивление при работе локомотива в режиме холостого хода определяют по $V_{\text{ср}i}$, Н/кН.

Пример. Определить полный тормозной путь грузового поезда, состоящего из 60 шестиосных полувагонов, при применении полного служебного торможения, средняя нагрузка от колесной пары на рельсы $q_0 = 200$ кН. Скорость движения по площадке ($i = 0\%$) в начале торможения $V_{\text{н}} = 50$ км/ч, все оси тормозные, полный тормозной коэффициент тормозных чугунных колодок $\nu = 0,33$.

Решение. 1. Число тормозных осей в составе поезда

$$n_0 = 6n_{\text{в}} = 6 \cdot 60 = 360 \text{ осей.}$$

2. Вес состава поезда

$$Q = n_0 q_0 = 360 \cdot 200 = 72\,000 \text{ кН.}$$

3. Расчетный тормозной коэффициент состава поезда при полном служебном торможении

$$\nu_{\text{р}} = 0,8\nu = 0,8 \cdot 0,33 = 0,26.$$

4. Расчетный коэффициент трения стандартных чугунных колодок определяют по формуле (4.24):

$$\phi_{\text{кр}} = 0,27 \frac{V_{\text{ср}i} + 100}{5V_{\text{ср}i} + 100},$$

где $V_{\text{ср}i}$ — средняя скорость в i -м интервале ΔV_i , км/ч; величина $\Delta V_i = V_{\text{н}i} - V_{\text{к}i}$ принимается при выполнении условия $\Delta V_i \leq 10$ км/ч:

$$V_{\text{ср}i} = (V_{\text{н}i} + V_{\text{к}i})/2.$$

В примере заданный диапазон изменения скорости движения грузового поезда 0—50 км/ч нужно разбить на пять интервалов: 50—40; 40—30; 30—20; 20—10; 10—0 км/ч. Для первого интервала ΔV_1 средняя скорость движения равна

$$V_{\text{ср}1} = (50 + 40)/2 = 45 \text{ км/ч.}$$

Расчетный коэффициент трения при $V_{\text{ср}1}$

$$\phi_{\text{кр}1} = 0,27 \frac{45 + 100}{5 \cdot 45 + 100} = 0,121.$$

Аналогично выполняют расчеты для остальных интервалов изменения скорости. Результаты расчетов величины $\varphi_{кр}$ приведены в табл. 4.3.

5. Удельная тормозная сила состава поезда при $V_{ср1}$ (по формуле 4.34):

$$b_{т1} = 1000 \varphi_{кр1} v_p = 1000 \cdot 0,121 \cdot 0,264 = 31,9 \text{ Н/кН.}$$

Результаты расчетов величины b_T для остальных интервалов изменения скорости приведены также в табл. 4.3.

6. Основное удельное сопротивление движению груженых шестиосных полувагонов при $V_{ср1}$ (см. табл. 3.2):

$$\begin{aligned} w_{01}'' &= 0,7 + (80 + V_{ср1} + 0,025 V_{ср1})/q_0 = \\ &= 0,7 + (80 + 45 + 0,025 \cdot 45)/200 = 1,58 \text{ Н/кН.} \end{aligned}$$

Результаты расчетов величины w_0'' для остальных интервалов изменения скорости приведены в табл. 4.3.

7. Время подготовки тормозов к действию при числе тормозных осей $n_0 > 300$ и скорости в начале торможения определяют по формуле

$$t_{п} = 12 - 18 i/b_T = 12 - 18 \cdot 0/30,6 = 12 \text{ с.}$$

8. Путь подготовки тормозов к действию при скорости в начале торможения V_n определяют по формуле (4.14):

$$S_{п} = 0,278 V_n t_{п} = 0,278 \cdot 50 \cdot 12 = 167 \text{ м.}$$

9. Действительный тормозной путь S_d определяют по формуле (4.15) для каждого интервала изменения скорости отдельно

$$S_d = \sum_1^n \frac{4,17(V_{нi}^2 - V_{ки}^2)}{(b_{Ti} + w_{0xi}) + i};$$

Таблица 4.3

Расчет удельной тормозной силы и основного удельного сопротивления движению шестиосных полувагонов

Расчетные величины	Средние скорости по интервалам $V_{срi}$, км/ч					
	50	45	35	25	15	5
v_p	0,264	0,264	0,264	0,264	0,264	0,264
$\varphi_{кр}$	0,116	0,121	0,131	0,15	0,177	0,227
b_T , Н/кН	30,6	31,9	35,0	39,6	46,8	59,8
w_0'' , Н/кН	1,64	1,58	1,48	1,40	1,35	1,33

для первого интервала $\Delta V_1 = 50—40$ км/ч:

$$S_{д1} = \frac{4,17 \cdot (50^2 - 40^2)}{(31,9 + 1,58) + 0} = 112 \text{ м;}$$

далее по интервалам:

$$\Delta V_2 = 40—30 \text{ км/ч} \quad S_{д2} = \frac{4,17(40^2 - 30^2)}{(35,0 + 1,48) + 0} = 80 \text{ м;}$$

$$\Delta V_3 = 30—20 \text{ км/ч} \quad S_{д3} = \frac{4,17(30^2 - 20^2)}{(39,6 + 1,40) + 0} = 51 \text{ м;}$$

$$\Delta V_4 = 20—10 \text{ км/ч} \quad S_{д4} = \frac{4,17(20^2 - 10^2)}{(46,8 + 1,35) + 0} = 26 \text{ м;}$$

$$\Delta V_5 = 10—0 \text{ км/ч} \quad S_{д5} = \frac{4,17(10^2 - 0^2)}{(59,8 + 1,33) + 0} = 7 \text{ м;}$$

$$S_d = S_{д1} + S_{д2} + S_{д3} + S_{д4} + S_{д5} = 112 + 80 + 51 + 26 + 7 = 276 \text{ м.}$$

10. Полный тормозной путь грузового поезда до остановки:

$$S_T = S_{п} + S_d = 167 + 276 = 443 \text{ м.}$$

4.3. Методы расчета тормозной силы поезда

Тормозная сила B_T поезда определяется суммой тормозных сил $\sum \varphi_k K_o$, развиваемых всеми тормозными колодками подвижного состава.

Полная тормозная сила поезда будет равна, Н/кН:

$$B_T = 1000 \sum_1^n \varphi_k K_o. \quad (4.16)$$

где K_o — сила нажатия тормозных колодок на ось, кН; 1000 — коэффициент, зависящий от единиц измерения (кН в Н); n — число тормозных осей в поезде.

Принимая среднее значение коэффициента трения φ_k , одинаковое для всех колодок поезда, будем иметь, Н:

$$B_T = 1000 \varphi_k \sum_1^n K_o. \quad (4.17)$$

Удельная тормозная сила поезда будет равна, Н/кН:

$$b_{\tau} = \frac{B_{\tau}}{P+Q} = 1000 \varphi_{\kappa} \frac{\sum_1^n K_o}{P+Q}. \quad (4.18)$$

Отношение суммы сил нажатия тормозных колодок к весу поезда ($P+Q$) называется действительным тормозным коэффициентом

$$\vartheta = \frac{\sum_1^n K_o}{P+Q}. \quad (4.19)$$

Тогда уравнение (4.18) принимает вид, Н/кН:

$$b_{\tau} = 1000 \varphi_{\kappa} \vartheta. \quad (4.20)$$

Действительный тормозной коэффициент ϑ показывает, какая сила нажатия тормозных колодок приходится на единицу веса поезда. Необходимо отметить, что величина ϑ всегда меньше единицы и не зависит от скорости движения. В случае, если в поезде все оси тормозные, действительный тормозной коэффициент будет равен коэффициенту нажатия тормозных колодок δ , т. е. $\vartheta = \delta$. Как отмечалось ранее, чтобы избежать заклинивания колесных пар, максимальная величина δ для пассажирских вагонов составляет $\delta = 0,75$, соответственно, максимальное значение действительного тормозного коэффициента для подвижного состава не может быть более $0,75$, т. е. $\vartheta_{\max} = 0,75$.

Согласно ПТР на спусках не круче 20 ‰ вес локомотива при тормозных расчетах не учитывают, т. к. его доля в весе поезда не столь значительна (8—10 ‰) и почти не влияет на точность тяговых расчетов.

Следовательно, для грузовых поездов

$$\vartheta = \sum_1^n K_o / Q. \quad (4.21)$$

Вышеизложенный метод расчета удельной тормозной силы поезда с использованием уравнения (4.20) удобен для практического использования, если поезд состоит из однотипных вагонов примерно одинакового веса, например для пассажирских вагонов или дизель- и элект-

ропоездов. В том случае, когда в поезде имеются вагоны с разным нажатием тормозных колодок на бандаж, тормозные расчеты по формуле (4.20) становятся громоздкими, т. к. величины φ_{κ} и K нужно определять для каждой колодки отдельно.

Метод приведения расчета тормозной силы относят к числу упрощенных. Сущность этого метода заключается в том, что действительный коэффициент трения колодок о колеса, который, как видно из формул (4.7—4.9), зависит от силы нажатия, заменяют другой величиной — расчетным коэффициентом трения $\varphi_{\kappa p}$.

Для уменьшения погрешности в тяговых расчетах действительное нажатие колодок на колеса колесной пары заменяют условной величиной нажатия, которую называют расчетной величиной нажатия K_p .

При этом должно быть соблюдено условие, Н:

$$B_{\tau} = 1000 \sum_1^n \varphi_{\kappa} K_o = 1000 \sum_1^n \varphi_{\kappa p} K_p.$$

Следовательно, для каждой тормозной оси имеет место следующее равенство

$$\varphi_{\kappa} K_o = \varphi_{\kappa p} K_p, \quad (4.22)$$

откуда

$$K_p = K_o \varphi_{\kappa} / \varphi_{\kappa p}. \quad (4.23)$$

Расчетный коэффициент трения для чугунных колодок $\varphi_{\kappa p}$ определяют по формулам (4.7) и (4.8) при действии средней силы нажатия $K = 26,5$ кН, что соответствует среднему значению действительного нажатия на колодку четырехосного полувагона при груженом и порожнем режимах торможения, а также действительной силы нажатия на колодку цельнометаллического пассажирского вагона. Соответственно, при действии средней силы нажатия $K = 26,5$ кН получим следующие уравнения для определения расчетного коэффициента трения:

для стандартных чугунных колодок

$$\varphi_{\kappa p} = 0,27 \frac{V+100}{5V+100}; \quad (4.24)$$

для чугунных колодок с повышенным содержанием фосфора

$$\varphi_{\kappa p} = 0,30 \frac{V+100}{5V+100}. \quad (4.25)$$

Расчетный коэффициент трения $\varphi_{кр}$ для композиционных колодок определяют по формуле (4.9.) при $K = 15,7$ кН:

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{V + 150}{5V + 150}. \quad (4.26)$$

Подставив в уравнение (4.23) выражения для определения величины φ_k и $\varphi_{кр}$, получаем расчетное значение силы нажатия колодок на тормозную ось:

для стандартных чугунных колодок, кН:

$$K_p = 2,22K \frac{1,63K + 100}{8,15K + 100}; \quad (4.27)$$

для чугунных колодок с повышенным содержанием фосфора, кН:

$$K_p = 1,85K \frac{1,63K + 100}{5,3K + 100}; \quad (4.28)$$

для композиционных колодок, кН:

$$K_p = 1,22K \frac{0,1K + 20}{0,41K + 20}. \quad (4.29)$$

Расчетные значения силы нажатия стандартных чугунных колодок на одну тормозную ось (колесную пару) локомотивов и вагонов при автоматическом торможении принимают по данным, приведенным в табл. 6.5 и 6.6.

При известных расчетных значениях силы нажатия колодок на тормозную ось подвижного состава и расчетных значениях коэффициента трения колодок о колеса, представим тормозную силу поезда в виде, Н:

$$B_T = 1000 \sum_1^n \varphi_{кр} K_p. \quad (4.30)$$

В связи с тем, что величина $\varphi_{кр}$ не зависит от силы нажатия K_p , выражение (4.30) можно представить в следующем виде, Н:

$$B_T = 1000 \varphi_{кр} \sum_1^n K_p. \quad (4.31)$$

Отсюда удельная тормозная сила поезда, Н/кН:

$$b_T = 1000 \varphi_{кр} \frac{\sum_1^n K_p}{P + Q}. \quad (4.32)$$

Отношение суммарных расчетных сил нажатия колодок на тормозные оси к весу поезда называют расчетным тормозным коэффициентом поезда

$$\vartheta_p = \frac{\sum_1^n K_p}{P + Q}, \quad (4.33)$$

тогда удельная тормозная сила поезда, Н/кН:

$$b_T = 1000 \varphi_{кр} \vartheta_p. \quad (4.34)$$

Пример. Определить полную и удельную тормозную силу, необходимую для остановки грузового поезда, состоящего из 95 четырехосных вагонов общим весом 42 000 кН, ведомого тепловозом 2ТЭ116 со скоростью 60 км/ч по площадке $i=0$. У 70 вагонов тормоза включены на грузовой режим, 15 вагонов — на средний, остальные — на порожний режим; все вагоны оборудованы стандартными чугунными колодками, 100% осей тормозные.

Решение. 1. Суммарная расчетная сила нажатия тормозных колодок на тормозные оси 70 вагонов, включенных на грузовой режим (см. табл. 6.5):

$$\Sigma K_{Pr} = 4 n_B K_{Pr} = 4 \cdot 70 \cdot 70 = 19\,320 \text{ кН.}$$

2. Суммарная расчетная сила нажатия тормозных колодок на тормозные оси 15 вагонов, включенных на средний режим (см. табл. 6.4):

$$\Sigma K_{Pc} = 4 n_B K_{Pc} = 4 \cdot 15 \cdot 50 = 2940 \text{ кН.}$$

3. Суммарная расчетная сила нажатия тормозных колодок на тормозные оси 10 вагонов, включенных на порожний режим (см. табл. 6.4):

$$\Sigma K_{Pn} = 4 n_B K_{Pn} = 4 \cdot 10 \cdot 35 = 1360 \text{ кН.}$$

4. Суммарная расчетная сила нажатия тормозных колодок на тормозные оси состава поезда

$$\Sigma K_p = \Sigma K_{Pr} + \Sigma K_{Pc} + K_{Pn} = 19\,320 + 2940 + 1360 = 23\,620 \text{ кН.}$$

5. Расчетный тормозной коэффициент состава поезда (по формуле 4.21):

$$v_p = \Sigma K_p / Q = 23\,620 / 42\,000 = 0,56.$$

6. Расчетный коэффициент трения стандартных чугунных колодок (по формуле 4.24):

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{V + 100}{5V + 100} = 0,27 \frac{60 + 100}{5 \cdot 60 + 100} = 0,108.$$

7. Полная тормозная сила грузового поезда (по формуле 4.31):

$$B_T = 1000 \varphi_{кр} \sum_1^n K_p = 1000 \cdot 0,108 \cdot 23\,620 = 2\,550\,960 \text{ Н.}$$

8. Удельная тормозная сила поезда (по формуле 4.34):

$$b_T = 1000 \varphi_{кр} \vartheta_p = 1000 \cdot 0,108 \cdot 0,56 = 60,5 \text{ Н/кН.}$$

На железных дорогах России принята система расчетных тормозных нормативов, устанавливаемых МПС РФ и издаваемых как приложение к графикам движения поездов. В ПТР приведены номограммы для определения полного тормозного пути в зависимости от расчетного тормозного коэффициента, скорости в начале торможения и крутизны уклонов (спусков). Для обеспечения безопасности движения поездов МПС установлены минимальные значения расчетных тормозных коэффициентов:

для составов грузовых поездов при скорости движения до 90 км/ч — 0,33;

для рефрижераторных поездов при скорости движения до 120 км/ч — 0,6;

для пассажирских поездов:

при скорости движения до 120 км/ч — 0,6;

при скорости движения до 140 км/ч — 0,78;

при скорости движения до 160 км/ч — 0,8.

Полное значение расчетного тормозного коэффициента и соответствующая ему удельная тормозная сила реализуются только при экстренном торможении. При полном служебном торможении, когда с помощью тормозных расчетов определяют минимальное расстояние между постоянными сигналами, значение расчетного тормозного коэффициента уменьшают на 20 % и принимают равным $0,8\vartheta_p$.

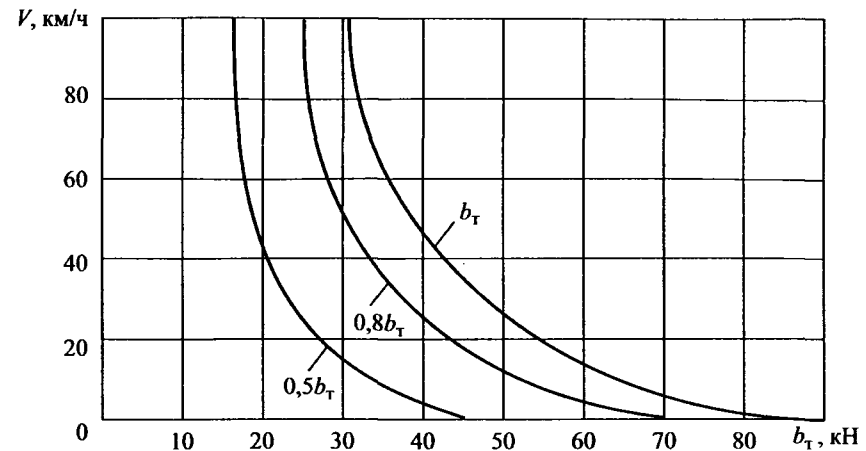


Рис. 4.14. Изменение удельной тормозной силы грузового поезда в зависимости от скорости движения и режимов торможения: b_T — экстренное; $0,8b_T$ — полное служебное; $0,5b_T$ — служебное

В эксплуатации для регулирования интенсивности торможения поезда машинист может изменять величину суммарного нажатия тормозных колодок. В его распоряжении три основных режима торможения: экстренное — используется полное значение удельной тормозной силы b_T , полное служебное торможение — $0,8b_T$ и служебное (регулируемое) торможение — не более 50 % полного, т. е. $0,5b_T$. Как отмечалось ранее, эффективность применения колесно-колодочной системы торможения на подвижном составе резко снижается при высоких (более 120 км/ч) скоростях движения. На рис. 4.14 приведены зависимости удельной тормозной силы грузового поезда с колесно-колодочной системой тормозов от скорости и режимов торможения. Как следует из рис. 4.14, величина удельной тормозной силы b_T с увеличением скорости в начале торможения снижается.

Пример. Определить полную и удельную тормозную силу, необходимую для остановки пассажирского поезда во главе с тепловозом ТЭП70 весом 1310 кН, сформированного из 16 цельнометаллических вагонов. Скорость в начале торможения — 120 км/ч, вес одного вагона — 608 кН, все вагоны оборудованы стандартными чугунными колодками.

Решение. 1. Вес пассажирского поезда

$$P + Q = P + n_B q_B = 1310 + 16 \cdot 608 + 11 \cdot 038 \text{ кН.}$$

2. Суммарная расчетная сила нажатия тормозных колодок на тормозные оси состава поезда

$$\Sigma K_P = n_{0л} K_{рл} + n_{0в} K_{рв} = 6 \cdot 118 + 4 \cdot 16 \cdot 98 = 6980 \text{ кН.}$$

где $n_{0л}$, $n_{0в}$ — число тормозных осей локомотива и вагонов, соответственно.

3. Расчетный тормозной коэффициент состава поезда (по формуле 4.33):

$$\vartheta_P = \frac{\sum_1^n K_P}{P + Q} = \frac{6980}{11038} = 0,63.$$

4. Расчетный коэффициент трения стандартных чугунных колодок (по формуле 4.24):

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{V + 100}{5V + 100} = 0,27 \frac{120 + 100}{5 \cdot 120 + 100} = 0,085.$$

5. Полная тормозная сила пассажирского поезда (по формуле 4.31):

$$B_T = 1000 \varphi_{кр} \sum_1^n K_P = 1000 \cdot 0,085 \cdot 6980 = 593300 \text{ Н.}$$

6. Удельная тормозная сила поезда (по формуле 4.34):

$$b_T = 1000 \varphi_{кр} \vartheta_P = 1000 \cdot 0,085 \cdot 0,63 = 53,6 \text{ Н/кН}$$

Пример. Определить полную и удельную тормозную силу по расчетным значениям K_P и $\varphi_{кр}$, необходимую для остановки грузового поезда во главе с тепловозом 2ТЭ116, сформированного из 56 четырехосных полувагонов. Скорость в начале торможения — 70 км/ч, все вагоны оборудованы стандартными чугунными колодками, расчетный тормозной коэффициент состава поезда — 0,33, число тормозных осей — $\alpha_T = 80\%$.

Решение. 1. Число тормозных осей в составе поезда

$$n_0 = \alpha_T 4n_B = 0,8 \cdot 4 \cdot 56 = 180 \text{ осей.}$$

2. Суммарная расчетная сила нажатия тормозных колодок на тормозные оси состава поезда (табл. 6.5):

$$\Sigma K_P = n_0 K_P = 69 \cdot 180 = 12 \cdot 420 \text{ кН.}$$

3. Вес состава поезда (по формуле 4.21):

$$Q = \Sigma K_P / \vartheta_P = 12420 / 0,33 = 37 \cdot 600 \text{ кН.}$$

4. Расчетный коэффициент трения стандартных чугунных колодок (по формуле 4.24):

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{V + 100}{5V + 100} = 0,27 \frac{70 + 100}{5 \cdot 70 + 100} = 0,102.$$

5. Полная тормозная сила грузового поезда (по формуле 4.31):

$$B_T = 1000 \varphi_{кр} \sum_1^n K_P = 1000 \cdot 0,102 \cdot 12420 = 1 \cdot 266 \cdot 840 \text{ Н.}$$

6. Удельная тормозная сила поезда (по формуле 4.34):

$$b_T = 1000 \varphi_{кр} \vartheta_P = 1000 \cdot 0,102 \cdot 0,33 = 33,7 \text{ Н/кН}$$

Перед отправлением каждого грузового поезда машинисту выдается справка о тормозах, подготовленная осмотрщиками вагонов, в которой указываются вес поезда, устанавливаемый по натурным листам о загрузке каждого вагона, и тормозная сила поезда, определяемая по режиму работы воздухораспределителя каждого вагона и нажатии тормозных колодок. По данной справке определяется фактическое значение тормозного коэффициента поезда. Необходимо отметить, что при составлении справки о тормозах не учитываются различия в износе тормозных колодок вагонов, техническое состояние и выходные параметры тормозной системы вагонов, прежде всего рычажной передачи тормозов, тормозных цилиндров, воздухораспределителей, а также возможное изменение погодных условий за время поездки и др. В этой связи фактическое значение тормозного коэффициента, зафиксированное в справке о тормозах, и действительное значение тормозного коэффициента могут сильно отличаться. Поэтому действительный тормозной путь поезда может оказаться больше расчетного, что отрицательно влияет на безопасность движения.

Исследования, проведенные профессором МИИТа И.П. Исаевым [5], показали, что почти в половине случаев действительные тормозные пути грузовых поездов превышают расчетные величины в связи с тем, что действительный тормозной коэффициент оказывается меньше величины 0,33, принятой в качестве расчетной. В эксплуатации также

имеют место, особенно при перевозке легковесных грузов, несоответствия заявленного (учетного) и фактического веса груза, что также приводит к увеличению тормозного пути. Для оценки этих случайных факторов был использован вероятностный метод анализа. При исследовании учитывались случайные разбросы веса поезда (5 и 10 %) и значения тормозной силы поезда (5, 7, 10 %), также был принят нормальный закон распределения случайных отклонений веса поезда и тормозной силы.

Плотность распределения фактических случайных значений тормозного коэффициента $\vartheta_{сл}$ определялась по следующей зависимости:

$$p(\vartheta_{сл}) = \frac{1}{\sqrt{\pi} a} \cdot \frac{1}{1 + (\vartheta_{сл} / a)^2} \cdot \frac{B}{A} e^{B^2 / A - C}, \quad (4.35)$$

где $\vartheta_{сл}$ — случайное значение тормозного коэффициента; a, A, B, C — параметры, зависящие от средних значений $\Sigma K, Q$ и их дисперсий σ_K^2 и σ_Q^2 .

На рис. 4.15 приведены плотности распределения случайных значений тормозного коэффициента $\vartheta_{сл}$ грузового поезда весом 45 000 кН

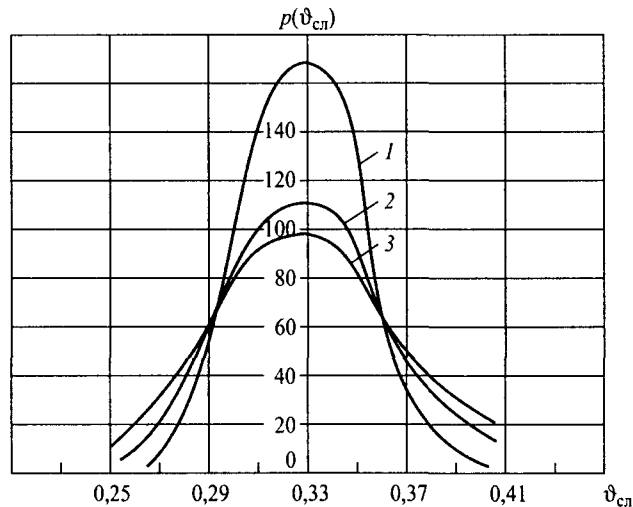


Рис. 4.15. Плотности распределения случайных значений тормозного коэффициента $\vartheta_{сл}$ грузового поезда весом $Q = 45\,000$ кН при среднеквадратичных отклонениях величин b_T : 1 — 5%; 2 — 7%; 3 — 10%

при расчетном тормозном коэффициенте 0,33 для трех вариантов расчета:

- кривая 1 — при $\sigma_{b_T} = 5\%$; $\sigma_Q = 5\%$;
- кривая 2 — при $\sigma_{b_T} = 7\%$; $\sigma_Q = 10\%$;
- кривая 3 — при $\sigma_{b_T} = 10\%$; $\sigma_Q = 10\%$.

Из рис. 4.15 следует, что для 20% грузовых поездов тормозной коэффициент находится в пределах 0,31—0,33; почти у 7% поездов тормозной коэффициент — 0,27—0,29; а у 3% — меньше 0,25, т. е. 30 из 100 грузовых поездов имеют фактический тормозной путь больший, чем полученный расчетным путем при $\vartheta_p = 0,33$. При движении по спускам фактический тормозной путь грузового поезда еще больше увеличится.

Таким образом, тормозной коэффициент поезда ϑ имеет не единственное дискретное значение, по которому устанавливают длину полного тормозного пути, а таких значений множество. При оценке фактических условий обеспечения безопасности движений эти обстоятельства должны учитываться.

Пример. Определить расчетный тормозной коэффициент и удельную тормозную силу состава грузового поезда общим весом 60 000 кН, сформированного из 60 вагонов следующих типов: шестиосные полувагоны — 40 единиц (80% тормозных осей); рефрижераторные вагоны — 10 (100% тормозных осей); хопперы-дозаторы ЦНИИ-ДВЗ — 10 (90% тормозных осей). Все вагоны оборудованы чугунными колодками, воздухораспределители включены на груженный режим, скорость движения перед началом торможения — 60 км/ч.

Решение. 1. По табл. 3 ПТР определяем расчетные силы нажатия чугунных тормозных колодок на ось вагонов (груженный режим): шестиосные полувагоны — 70 кН; рефрижераторные вагоны — 90 кН; хопперы-дозаторы ЦНИИ-ДВЗ — 60 кН.

2. Суммарная расчетная сила нажатия тормозных колодок на тормозные оси состава поезда

$$\begin{aligned} \Sigma K_p &= \sigma_v 6 \cdot n_v K_{pv} + \sigma_p 4 \cdot n_p K_{pp} + \sigma_x 4 \cdot n_x K_{px} = \\ &= 0,8 \cdot 6 \cdot 40 \cdot 70 + 1,0 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 90 + 0,9 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 60 = 19\,200 \text{ кН}, \end{aligned}$$

где $\sigma_v, \sigma_p, \sigma_x$ — доля (не процент!) тормозных осей у шестиосных полувагонов, рефрижераторных вагонов, хоппер-дозаторов ЦНИИ-ДВЗ, соответственно.

3. Расчетный тормозной коэффициент состава поезда (по формуле 4.21):

$$\vartheta_p = \Sigma K_p / Q = 19\,200 / 60\,000 = 0,32.$$

4. Расчетный коэффициент трения стандартных чугунных колодок (по формуле 4.24):

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{V + 100}{5V + 100} = 0,27 \frac{60 + 100}{5 \cdot 60 + 100} = 0,108.$$

5. Удельная тормозная сила поезда (по формуле 4.34):

$$b_{т} = 1000 \varphi_{кр} \vartheta_p = 1000 \cdot 0,108 \cdot 0,32 = 32,6 \text{ Н/кН}.$$

4.4. Электрическое торможение локомотивов

Как отмечалось ранее, электрические системы торможения локомотивов подразделяются на электродинамические и электромагнитные рельсовые (см. рис. 4.1).

При **электродинамическом торможении** энергия движущегося поезда в тяговых электродвигателях локомотива преобразуется в электрическую. В этом случае электродвигатели работают в генераторном режиме и вырабатывают электрический ток. При реостатной системе торможения, которой оборудуются тепловозы с электрической передачей и электровозы, электрическая энергия поглощается тормозными резисторами, преобразуется в них в тепловую энергию и рассеивается в окружающую среду. При рекуперативной системе торможения, которой оборудованы многие единицы электроподвижного состава (э.п.с.), электрическая энергия возвращается в контактную сеть. На отдельных сериях электропоездов постоянного тока применяют системы комбинированного (рекуперативно-реостатного) торможения. Этот вид электрического торможения локомотивом характерен тем, что с изменением (уменьшением) скорости движения последовательно применяют вначале рекуперативное, а затем и реостатное торможение.

Применение электродинамического торможения локомотивов позволяет:

- уменьшить износ тормозных колодок и бандажей колесных пар;
- повысить безопасность движения поездов вследствие наличия на локомотивах дополнительной (электрической) системы торможения;
- повысить скорости движения поездов на затяжных спусках;
- уменьшить затраты на содержание основной (механической) системы торможения;

— применить автоматическое регулирование режимов торможения, что дает наибольший эффект в поездах метрополитена и пригородного сообщения, а также при высокоскоростном движении.

Основным недостатком электродинамического торможения является реализация тормозного эффекта только движущимися осями локомотивов или дизель- и электропоездов.

Применение подобных систем торможения на подвижном составе также связано с ростом температуры нагрева обмоток тяговых электрических машин и увеличением веса локомотивов из-за применения специальных тормозных реостатов; усложняются электрооборудование и системы управления работой силового оборудования электроподвижного состава.

Электродинамическое торможение локомотивов является вспомогательным тормозом и применяется наряду с колесно-колодочным тормозом и другими системами торможения.

При **реостатном торможении** для обеспечения генераторного режима работы тяговых электродвигателей (ТЭД) локомотива применяют системы независимого возбуждения или самовозбуждения.

На тепловозах с электропередачами, оборудованных системами электрического реостатного торможения (ТЭМ2, 2ТЭ116, ТЭП70, ТЭП80, 2ТЭ121 и др.), применяют системы независимого возбуждения ТЭД при их работе в генераторном режиме. Питание обмоток независимого возбуждения двигателей при электрическом торможении осуществляется от тягового генератора тепловоза.

Регулирование величины тормозной силы производится, в основном, регулированием напряжения тягового генератора, подаваемого на обмотку возбуждения ТЭД и, соответственно, величины магнитного потока двигателей (рис. 4.16).

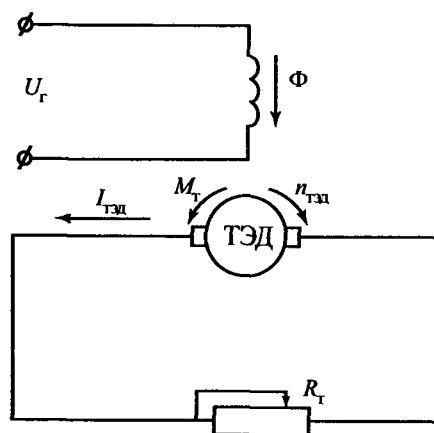


Рис. 4.16. Принципиальная схема реостатного торможения при независимом возбуждении тяговых электродвигателей тепловоза

В свою очередь напряжение тягового генератора U_T при постоянной частоте вращения коленчатого вала дизеля тепловоза $n_e = \text{const}$ регулируется током обмотки возбуждения самого генератора.

Тормозную силу локомотива также можно регулировать изменением общего сопротивления R_T тормозных резисторов. Такой способ применяют на маневровых тепловозах ТЭМ2, оборудованных электрическим тормозом.

Уравнение электрического равновесия при реостатном торможении имеет вид

$$cV\Phi = (\sum r_{\text{я}} + R_T) I_{\text{ТЭД}}, \quad (4.36)$$

откуда скорость движения локомотива при электрическом реостатном торможении

$$V = \frac{(\sum r_{\text{я}} + R_T) I_{\text{ТЭД}}}{c\Phi}, \quad (4.37)$$

где $r_{\text{я}}$ — сопротивление обмоток якоря ТЭД; R_T — сопротивление тормозного резистора, отнесенное к одному ТЭД; $I_{\text{ТЭД}}$ — сила тока в цепи якоря ТЭД; Φ — магнитный поток.

Системами независимого возбуждения тяговых электродвигателей при реостатном торможении оборудованы также отдельные серии электровозов переменного-постоянного тока (ВЛ80^T, ВЛ80^C, ЧС4^T и др.). Питание обмоток возбуждения возбудителя на этих сериях локомотивов осуществляется через специальную выпрямительную установку с тиристорным управлением от отдельной обмотки тягового трансформатора электровоза.

Реостатное торможение при последовательном возбуждении тяговых электродвигателей, т.е. с их самовозбуждением, широко используется на электроподвижном составе постоянного тока. При торможении тяговые электродвигатели электровоза отключают от контактной сети и замыкают на тормозные резисторы R_T (рис. 4.17, б, в). Переход тяговой машины электровоза в генераторный режим происходит благодаря сохранившемуся в ней магнитному потоку (остаточному магнетизму).

Для сохранения магнитного потока и, соответственно, величины тормозной силы при реостатном торможении необходимо сохранить направление тока возбуждения $i_{\text{в}}$ в обмотке возбуждения К–КК (как

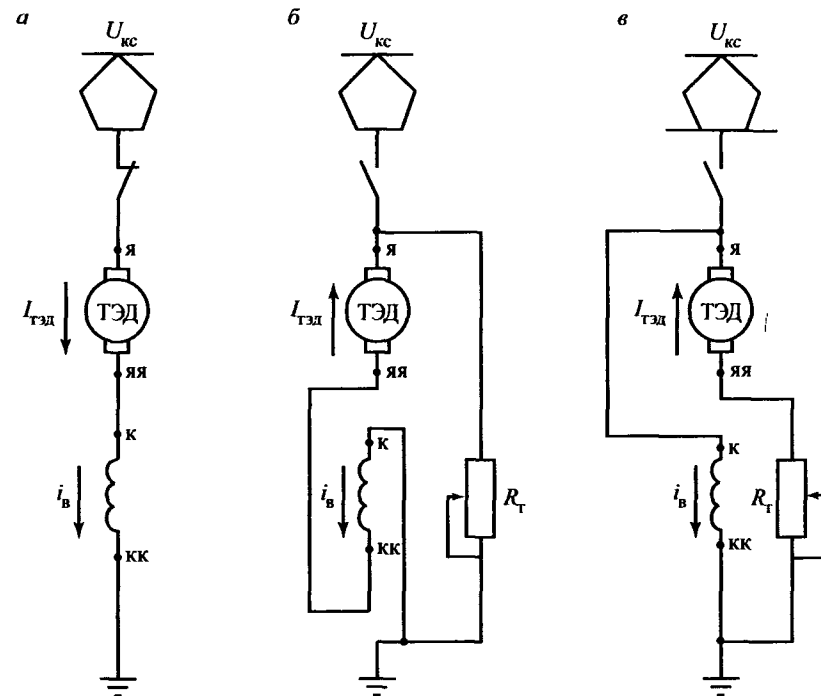


Рис. 4.17. Принципиальные схемы соединений обмоток якоря Я–ЯЯ и возбуждения К–КК двигателей электровоза при режимах работы: а — тяговом; б и в — реостатного торможения при самовозбуждении двигателей

при тяговом режиме ТЭД, показанном на рис. 4.17, а). Одновременно для перевода ТЭД в генераторный режим необходимо изменить направление тока якоря $I_{\text{ТЭД}}$ на противоположное. При реостатном торможении э.п.с. с самовозбуждением тяговых машин переключают либо концы Я и ЯЯ обмотки якоря ТЭД (рис. 4.17, б), либо К и КК обмотки возбуждения (рис. 4.17, в).

Реостатное торможение при последовательном возбуждении тяговых электродвигателей отличают: относительная простота устройства и независимость от работы контактной сети. К недостаткам этого вида электрического торможения э.п.с. следует отнести заметную задержку начала эффективного торможения, т.к. в начальный период работы (1—2 с) остаточный магнетизм в магнитной системе ТЭД невелик.

Физическая природа образования тормозной силы B_T при электрическом реостатном торможении локомотивов та же, что и при создании касательной силы тяги локомотивов с электрическим приводом колесных пар. Основные различия состоят в том, что потери энергии в электрической передаче тепловоза или ТЭД электровозов увеличивают значение тормозной силы и тормозной эффект, т.к. электромагнитная сила при торможении, равная $3,6сФ I_{ТЭД}$, направлена в сторону, противоположную движению локомотива вследствие того, что ток якоря ТЭД $I_{ТЭД}$ поменял направление по сравнению с тяговым режимом (см. рис. 4.17).

Тормозная сила, создаваемая электродвигателями локомотива при взаимодействии колес с рельсами, кН:

$$B_T = n_{ТЭД} (3,6сФ I_{ТЭД} + \Delta B), \quad (4.38)$$

где $n_{ТЭД}$ — число тяговых электродвигателей; ΔB — механические и магнитные потери в электрической передаче локомотива, кН:

$$\Delta B = 3,6 \frac{\Delta P_{мех} + \Delta P_{магн} + \Delta P_{тп}}{V}, \quad (4.39)$$

где $\Delta P_{мех}$ — механические потери в тяговых электрических машинах локомотива, кВт; $\Delta P_{магн}$ — потери в магнитной системе тяговых электрических машин, кВт; $\Delta P_{тп}$ — потери в тяговом приводе колесных пар локомотива, кВт; V — скорость движения в режиме торможения, км/ч.

Тормозные характеристики локомотива, оборудованного реостатной системой торможения, т.е. зависимости $B_T = f(V)$, можно построить, используя уравнения (4.37) и (4.38).

На рис. 4.18 приведены токовые характеристики реостатного торможения с самовозбуждением тяговых электродвигателей при различных сопротивлениях тормозного реостата R_T . Изменяя сопротивление (ступени) R_{T1}, \dots, R_{T7} тормозного реостата, регулируют силу тока на тяговом электродвигателе и, соответственно, значение тормозной силы B_T (см. уравнение 4.38)

Зависимость тормозной силы B_T от силы тока тягового двигателя $I_{ТЭД}$ приведена на рис. 4.19, здесь же показана кривая изменения электромагнитной силы $F_{ТЭД}$, которая в зависимости от направления тока $I_{ТЭД}$ обеспечивает создание либо тормозного момента, либо силы тяги при взаимодействии колесной пары с рельсами. Разницу между харак-

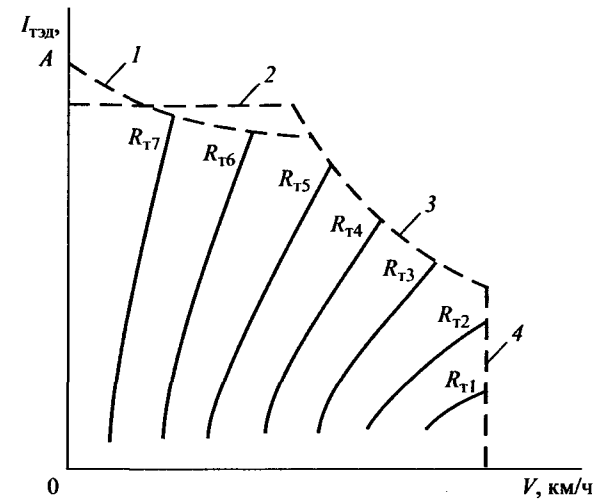


Рис. 4.18. Токовые характеристики реостатного торможения локомотивов при самовозбуждении ТЭД с ограничениями: 1 — по силе сцепления; 2 — по максимально допустимой силе тока; 3 — по допустимому напряжению; 4 — по максимальной скорости движения

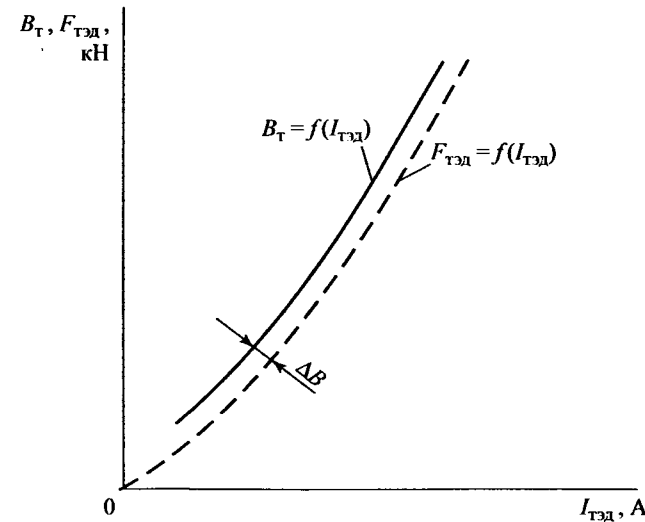


Рис. 4.19. Зависимости тормозной силы B_T и электромагнитной силы $F_{ТЭД}$ двигателей локомотива от силы тока ТЭД

теристиками $B_T = f(I_{ТЭД})$ и $F_{ТЭД} = f(I_{ТЭД})$ составляют механические и магнитные потери ΔB в электрической передаче локомотива.

На рис. 4.20 приведены тормозные характеристики реостатного торможения локомотивов с самовозбуждением тяговых машин. Штриховыми линиями на рис. 4.20 показаны ограничения тормозной силы B_T локомотива: 1 — по силе сцепления колес с рельсами; 2 — по максимальной силе тока ТЭД; 3 — по допустимому напряжению ТЭД; 4 — по максимальной скорости движения;

Необходимо отметить, что одновременное применение электрической и колесно-колодочной тормозных систем на подвижном составе не допускается из-за возможной блокировки колесных пар локомотива и образования юза.

Рекуперативное торможение применяется на железных дорогах для поддержания постоянной скорости э.п.с. на затяжных спусках с уклонами круче $-4...6\%$, а также для снижения их скорости движения. Регулирование скорости движения поезда при рекуперативном торможении может быть осуществлено такими же способами, как и при

тяговом режиме работы локомотива (см. раздел 2.7): изменением магнитного потока или схемы соединения тяговых электродвигателей; введением в силовую цепь э.п.с. резисторов и т.д.

Одним из основных условий для реализации рекуперативного торможения является превышение э.д.с. E тяговой машины (ТЭД) над подведенным от контактной сети напряжением $U_{кц}$, т.е. $E > U_{кц}$. Только в этом случае обеспечивается движение электрической энергии от локомотива в контактную сеть. Также рекуперативное торможение невозможно при отсутствии потребителей энергии контактной сети (других локомотивов). Дру-

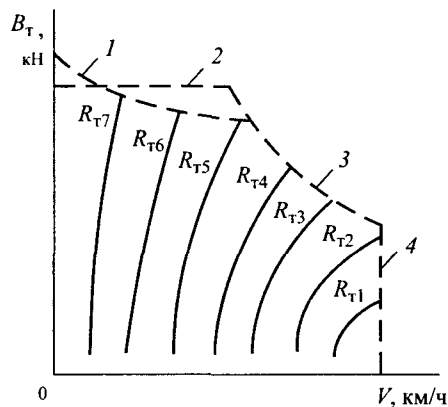


Рис. 4.20. Тормозные характеристики локомотива, оборудованного реостатным тормозом, с ограничениями: 1 — по силе сцепления (юз); 2 — по максимально допустимой силе тока; 3 — по допустимому напряжению; 4 — по максимальной скорости движения

гими словами, на участках постоянного тока при движении поезда на спуске применение рекуперативного торможения электровозом возможно при условии, что одновременно навстречу движется поезд, ведомый электровозом в режиме тяги. Теоретически можно оборудовать тяговые подстанции постоянного тока инверторами, преобразующими постоянный ток в переменный, и передавать электрическую энергию другим потребителям.

Рекуперативное торможение на тепловозах с электрической передачей не применяют из-за отсутствия энергоемких аккумуляторов относительно небольших габаритных размеров и веса.

К недостаткам рекуперативного торможения также следует отнести то, что возможностью работы тягового электродвигателя в рекуперативном режиме обладают только тяговые машины постоянного тока с параллельным или независимым возбуждением. В этой связи на отечественных электровозах применяют систему рекуперативного торможения с противовозбуждением возбудителя, т.е. дополнительно устанавливают специальные генераторы-возбудители и используют специальные электрические схемы. Принципиальная схема такой системы рекуперативного торможения для одного тягового электродвигателя электровоза приведена на рис. 4.21. Независимая обмотка возбуждения В-ВВ тягового электродвигателя питается от специального возбудителя-генератора В, имеющего в качестве привода электродви-

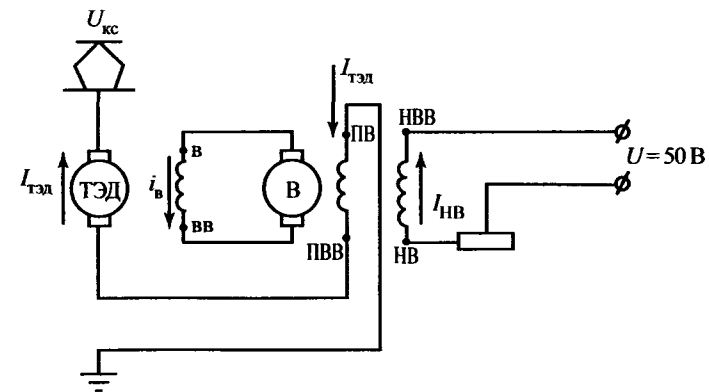


Рис. 4.21. Принципиальная схема включения тяговых электродвигателей электровоза при рекуперации с противовозбуждением

гатель постоянного тока. На каждом полюсе возбудителя В имеются две обмотки: независимого возбуждения возбудителя НВ — НВВ и противозавождения ПВ — ПВВ, по которой проходит ток, вырабатываемый тяговой машиной при рекуперации. Обмотки возбуждения возбудителя включены встречно, тем самым при неизменном токе $I_{НВ}$ от цепи управления э.п.с. магнитный поток возбудителя с ростом тока рекуперации $I_{ТЭД}$ уменьшается. В результате получают мягкие характеристики тяговых электродвигателей при работе электровоза в режиме рекуперации электроэнергии.

Система рекуперативного торможения с противозавождением возбудителя применена на электровозах ВЛ10, ВЛ10^у, ВЛ11 и на электропоездах ЭР22.

Тяговые расчеты для электроподвижного состава должны производиться с учетом наибольшего использования рекуперативного торможения в пределах, ограничиваемых тормозными характеристиками.

Тормозные характеристики $B_T = f(V)$ э.п.с. рассчитывают с помощью характеристик тягового электродвигателя и генератора-возбудителя. Тормозные характеристики отечественных электровозов и электропоездов при рекуперативном торможении приведены в приложении 4 ПТР. На тормозных характеристиках при рекуперативном торможении наносят ограничения: по силе тока якоря, по силе сцепления колес с рельсами, максимальному отношению тока якоря к току возбуждения $I_{ТЭД} / i_{В}$ для всех позиций тормозной рукоятки контроллера машиниста.

Скорость движения электровозов и электропоездов в режиме рекуперации регулируется теми же способами, что и в тяговом режиме; изменением схемы соединения ТЭД С—СП—П; изменением магнитного потока ТЭД и введением в силовую цепь резисторов.

На моторных вагонах электропоездов постоянного тока ЭР2Р, ЭР2Т, ЭР2, ЭД2Т, ЭД4, ЭД4М применена рекуперативно-реостатная система торможения.

Образование тормозной силы и электрическое торможение движущегося электропоезда начинается с включением реостатного тормоза при независимом возбуждении тяговых электродвигателей моторных вагонов. В результате работы системы автоматического управления электрическим торможением (САУТ) увеличиваются значения магнитного потока Φ и ЭДС четырех последовательно включенных тяговых электродвигателей каждого моторного вагона поезда. При достижении

величины суммарной ЭДС этих электродвигателей вагона напряжения контактной сети САУТ обеспечивает автоматический переход с реостатной системы на рекуперативное торможение электропоезда при независимом возбуждении ТЭД.

При снижении скорости электропоезда до 40—50 км/ч или при отсутствии на линии потребителей рекуперированной электроэнергии в автоматическом режиме происходит переключение с рекуперативного на реостатное торможение с самовозбуждением ТЭД. В зоне малых скоростей (9 км/ч и менее) происходит автоматический переход на основной электропневматический или пневматический тормоз вплоть до полной остановки электропоезда, так как реостатное торможение не обеспечивает создание тормозной силы, достаточной для остановки электропоезда.

Электромагнитные рельсовые тормоза. Тормозная сила, развиваемая в электромагнитных рельсовых тормозах, не ограничена сцеплением колес с рельсами. Тормозной эффект достигается за счет силы электромагнитного притяжения к рельсам специальных стальных тормозных башмаков (см. рис. 4.2), на пружинах подвешенных к боковым балкам рамы тележки локомотива. Тормозные башмаки имеют направляющие, обеспечивающие их вертикальное перемещение относительно боковин рамы тележки, и обмотки возбуждения. Вертикальные перемещения тормозных башмаков на расстояния 15—20 мм до головки рельса осуществляются с помощью пневматических цилиндров, расположенных на раме тележки. При питании обмоток возбуждения башмаков током от аккумуляторной батареи создается магнитный поток, охватывающий сердечник тормозного башмака и рельс — башмаки притягиваются к рельсам и возникает тормозная сила $B_{ТМ}$. В современных конструкциях магнитно-рельсовых тормозов локомотивов сила прижатия тормозного башмака к рельсу достигает удельной величины 50 кН на 1 м длины башмака.

Тормозную силу $B_{ТМ}$, реализуемую при электромагнитном рельсовом торможении локомотива, можно определить из следующего выражения, Н:

$$B_{ТМ} = 1000 \sum K_6 \phi_6, \quad (4.40)$$

где $\sum K_6$ — суммарная сила нажатия тормозных башмаков на рельсы, кН; ϕ_6 — коэффициент трения тормозного башмака о рельс.

Сила нажатия тормозного башмака к рельсу, кН:

$$K_6 = \frac{B_6^2 S}{1000 \mu_0},$$

где B_6 — магнитная индукция, Тл; S — площадь одного плоского башмака, м²; μ_0 — магнитная проницаемость воздуха в зазоре, можно принять $\mu_0 = 4 \cdot 10^{-7}$ Гн/м.

Коэффициент трения тормозного башмака о рельс зависит от скорости движения, погодных условий, материала и состояния трущихся поверхностей.

Установлены следующие эмпирические формулы для определения величины φ_6 в зависимости от скорости и погодных условий:

при сухих рельсах

$$\varphi_6 = 0,19 \frac{10,8V + 100}{21,6V + 100},$$

где V — скорость движения, км/ч;

при мокрых рельсах

$$\varphi_6 = 0,19 \frac{7,2V + 100}{18V + 100}.$$

Удельная тормозная сила b_T при магнитно-рельсовом торможении, Н/кН:

$$b_T = 1000 \varphi_6 \vartheta_M, \quad (4.41)$$

где ϑ_M — тормозной коэффициент нажатия башмаков

$$\vartheta_M = \Sigma K_6 / (P + Q).$$

Электромагнитной рельсовой системой торможения оборудованы тележки скоростного электропоезда ЭР200. На каждой тележке расположено по два тормозных башмака, управление работой которых двойное: из кабины машиниста от контроллера и индивидуальное в каждом вагоне поезда.

В связи с развитием скоростного движения современный подвижной состав оборудуют 5—6 различными системами торможения, каждая из которых имеет наибольшую эффективность применения в определенном диапазоне скоростей движения. Например, скоростной

электропоезд ЭР200 оборудован: колесно-колодочным пневматическим тормозом; электрическим реостатным тормозом с самовозбуждением; электропневматическим колесно-колодочным тормозом; дисковым тормозом; магнитно-рельсовым тормозом; ручным тормозом для удержания поезда на месте. Для управления тормозами контроллер машиниста имеет дополнительно еще четыре тормозных положения, обеспечивающих безопасное сочетание различных систем торможения в эксплуатации.

На рис. 4.22 представлены экспериментальные зависимости полного тормозного пути S_T от скорости движения электропоезда ЭР200, построенные по приведенным в работе [5] данным, позволяющие оценить эффективность различных систем торможения при одиночном и совместном действии: 1 — электромагнитные рельсовые тормоза; 2 — дисковые тормоза; 3 — при совместном действии дискового и электромагнитной рельсовой систем торможения. Так, при движении электропоезда ЭР200 со скоростью 160 км/ч перед началом торможения применение комбинированной системы торможения позволяет почти в 2,3 раза (см. рис. 4.22) сократить тормозной путь по сравнению с электромагнитным рельсовым тормозом и примерно в 1,3 раза по сравнению с дисковой системой торможения, что подтверждает высокую эффективность применения комбинированных тормозов при использовании в скоростном движении.

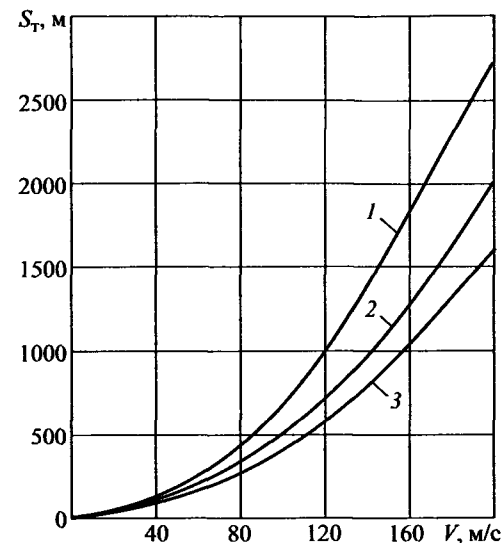


Рис. 4.22. Зависимости тормозного пути электропоезда ЭР200 от скорости движения и системы торможения: 1 — при магнитно-рельсовом торможении; 2 — при дисковом торможении; 3 — при комбинированном тормозе

Глава 5

УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА

5.1. Общий вид уравнения движения поезда

Уравнением движения поезда называют математическое выражение, связывающее кинематические параметры движения поезда (скорость, время хода) с величинами действующих на него сил.

Движение материальной точки, за которую был принят железнодорожный поезд в его модели, представленной в п. 1.4, подчиняется второму закону Ньютона в его простейшем виде: $R = ma$, где R — равнодействующая сил, действующих на материальную точку, Н; m — масса материальной точки, кг, и a — ее ускорение в прямолинейном поступательном движении, m/c^2 .

Следовательно, и для поезда ускорение (или замедление) его движения прямо пропорционально величине равнодействующей силы, соответствует ее знаку («+» или «-») по отношению к направлению движения и обратно пропорционально его массе: $a = R/m$.

С другой стороны, как известно, с точки зрения математики ускорение — это производная скорости движения по времени:

$$a = dv/dt.$$

Таким образом, можно написать, что

$$dv/dt = R/m.$$

Последнее выражение и представляет искомую связь кинематических параметров (v и t) с равнодействующей горизонтальных сил R .

Масса поезда M , кг:

$$M = 1000 (P + Q) / g.$$

Величина равнодействующей зависит от режима движения поезда и работы локомотива:

— в режиме тяги $R = F_k - W_k$;

— в режиме холостого хода (выбега) $R = -W_k$;

— в режиме торможения (например, служебного) $R = -(0,5B_T + W_k)$.

Рассмотрим уравнение применительно к движению в режиме тяги.

В этом случае (то есть в режиме тяги) для поступательного движения поезда, как материальной точки, выражение второго закона Ньютона можно представить так:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F_k - W_k}{M}. \quad (5.1)$$

Это уравнение (5.1) справедливо именно для поступательного движения. Однако при поступательном движении железнодорожного поезда отдельные узлы подвижного состава (колесные пары, якоря тяговых электродвигателей и зубчатые колеса тяговых редукторов локомотивов, подвагонные генераторы пассажирских вагонов и т.п.), двигаясь поступательно, одновременно вращаются. На их вращение затрачивается часть полезной работы энергетической установки локомотива. Это следует принять во внимание при составлении уравнения движения поезда.

Работа движущей силы при движении поезда в режиме тяги, например, затрачивается на преодоление сил сопротивления движению подвижного состава и увеличение (точнее, изменение) его кинетической энергии.

Кинетическая энергия тела $A_{кин}$, совершающего сложное (поступательное и вращательное) движение, как известно из механики, складывается из его энергии в обоих видах этого движения:

$$A_{кин} = \frac{mv^2}{2} + \sum \frac{I\omega^2}{2},$$

где $\frac{mv^2}{2}$ — кинетическая энергия поступательного движения тела (m — его масса, v — скорость поступательного движения), а под знаком суммы (Σ) складываются величины кинетической энергии всех вращающихся частей; I — их моменты инерции, а ω — угловые скорости их вращения.

Применяя это выражение к поезду, мы можем выразить угловые скорости вращающихся частей ω через скорость поступательного движения поезда v , приведя их одновременно (через передаточные отношения) к радиусу ведущего колеса локомотива: $\omega = v/r$. Тогда получим:

$$A_{\text{кин}} = \frac{mv^2}{2} + \frac{v^2}{2} \sum \frac{I}{R^2}.$$

Величины типа (I/R^2) имеют размерность массы, поэтому обозначим их сумму как m_3 — эквивалентную массу вращающихся частей поезда — и вынесем за скобки величину кинетической энергии поступательного движения. Тогда

$$A_{\text{кин}} = \frac{mv^2}{2} \left[1 + \frac{m_3}{m} \right].$$

Отношение m_3/m называют коэффициентом инерции вращающихся масс и обозначают его греческой буквой γ («гамма»).

Следовательно, произведение $M(1 + \gamma)$ можно назвать приведенной массой поезда. Тело с такой массой по затратам энергии в поступательном движении эквивалентно реальному поезду массой M , движущемуся поступательно и имеющему вращающиеся массы. Это позволяет выразить уравнение поступательного движения поезда с действительной массой M как

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F_{\text{к}} - W_{\text{к}}}{M(1 + \gamma)} = \frac{F_{\text{к}} - W_{\text{к}}}{P + Q} \cdot \frac{g}{1000(1 + \gamma)}. \quad (5.2)$$

Дробь $\gamma/1000(1 + \gamma)$ в выражении (5.2) является как бы удельным ускорением, то есть ускорением под действием единицы силы на единицу веса поезда. Ее обозначают греческой буквой ζ («дзета»).

Отношение $(F_{\text{к}} - W_{\text{к}})$, Н, / $(P + Q)$, кН, представляет собой удельную равнодействующую, то есть разность соответствующих удельных сил тяги и сопротивления $(f_{\text{к}} - w_{\text{к}})$, Н/кН, при движении поезда в режиме тяги.

В результате подстановок получаем очень простой вид дифференциального уравнения движения поезда (в режиме тяги):

$$\frac{dv}{dt} = \zeta (f_{\text{к}} - w_{\text{к}}). \quad (5.3)$$

Полученное общее уравнение (5.3) справедливо и в математическом, и в физическом планах.

Так как удельные силы тяги и сопротивления движению (разность в скобках) с точки зрения физики величины безразмерные, то величина постоянной ζ имеет размерность ускорения. Она и представляет собой величину удельного ускорения — ускорения, с которым движется тело под действием единичной удельной силы, 1 Н/кН, то есть под действием силы в 1 ньютон (Н) на единицу веса тела, за которую принят 1 килоньютон (кН).

Аналогичные выражения уравнения движения поезда для других режимов движения поезда будут, очевидно, выглядеть так:

— для движения в режиме выбега (холостого хода)

$$\frac{dv}{dt} = \zeta (-w_{\text{к}}); \quad (5.4)$$

— для режима торможения (служебного)

$$\frac{dv}{dt} = -\zeta (0,5b_m + w_{\text{к}}). \quad (5.5)$$

Уравнение движения поезда, по существу, является вторым законом локомотивной тяги (первый, или основной, закон, как указывалось в главе 2, — закон сцепления).

Необходимо отметить, что при выводе этого уравнения, так же как и при выводе закона сцепления, не было ни слова сказано как о типе локомотива, о виде его энергетической установки, автономный он или неавтономный и т.п., так и о характеристиках и особенностях всего поезда (грузовой или пассажирский, тип вагонов и т.п.).

Уравнение имеет общий характер, оно не зависит от перечисленных особенностей и одинаково определяет характер движения локомотива с поездом в зависимости от действующих на него сил при любом виде тяги, при любой мощности локомотива и при любой составности и массе поезда и т.д.

Численное значение постоянной ζ в дифференциальном уравнении движения поезда подлежит уточнению, так как оно зависит от выбранных единиц измерения сил, скорости и времени:

$$\zeta = \frac{g}{1000(1 + \gamma)},$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение силы тяжести.

Но, так как нами принята другая единица измерения скорости (не м/с, как в физике, а км/ч), численное значение величины g следует уточнить, а именно:

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2 = 9,81 \cdot \frac{60^2 \cdot 60^2}{1000} = 127\,138 \text{ км/ч}^2 \cong 127\,000 \text{ км/ч}^2.$$

Тогда

$$\zeta = 127 / (1 + \gamma).$$

Величина коэффициента инерции вращающихся масс g имеет различные значения для разных типов подвижного состава. Естественно, что для локомотивов, у которых с ведущими колесными парами связаны якоря тяговых электродвигателей и зубчатые колеса тяговых редукторов, величина этого коэффициента имеет большие значения, чем у других типов подвижного состава (у электровозов до 0,24—0,28, у грузовых тепловозов — 0,11—0,12). Для грузовых вагонов в грузе состоянии $\gamma = 0,03$ —0,04, в порожнем состоянии — 0,08—0,09; для пассажирских вагонов $\gamma = 0,04$ —0,05.

5.2. Формы уравнения движения поезда

Величина коэффициента инерции вращающихся масс для конкретного поезда зависит от его состава: типов локомотива и вагонов, загрузки последних и т.п. Она может быть подсчитана, если эти данные известны. Но эти величины могут сильно различаться даже для однотипных поездов. Тем более они не могут быть известны при общих и проектных расчетах.

Поэтому, как и всегда в тяговых расчетах, может быть использован обобщенный расчетный прием.

Если принять в качестве условного средневзвешенного значения коэффициента инерции вращающихся масс всего поезда величину $\gamma = 0,06$ (точнее, 0,058), то получим для поезда расчетную среднюю численную величину удельного ускорения $\zeta = 127 / (1 + 0,058) = = 120 \text{ км/ч}^2$.

Это позволяет нам, в зависимости от выбора удобной единицы измерения ускорения, получить три различных вида дифференциального уравнения движения поезда в режиме тяги:

$$\frac{dv}{dt} = 120 (f_k - w_k), \text{ км/ч}^2; \quad (5.6)$$

$$\frac{dv}{dt} = 2 (f_k - w_k), \text{ км/ч} \cdot \text{мин}; \quad (5.7)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{30} (f_k - w_k), \text{ км/ч} \cdot \text{с}. \quad (5.8)$$

Первая форма уравнения (5.6) неудобна из-за единицы измерения времени в сложной размерности ускорения. Дело в том, что за 1 час времени движения скорость поезда в реальных условиях может меняться неоднократно, причем в ту или другую сторону. Поэтому даже представить какое-то ускорение поезда в таких единицах, то есть изменение величины скорости поезда за час его движения, трудно.

Третья формула — (5.8), где единицей времени принята секунда, годится для анализа весьма кратких, быстропротекающих процессов изменения скорости движения поезда, например при его экстренном торможении.

В практике тяговых расчетов чаще используется второй вид уравнения движения (5.7), в котором единицей времени изменения скорости движения служит минута, как это и было предусмотрено ранее (см. п. 1.2).

Общий вид уравнения движения поезда позволяет на его основании рассмотреть варианты возможного характера движения поезда, например, в том же режиме тяги, для которого выводилось уравнение.

Величина и знак ускорения в уравнении движения поезда

$$\frac{dv}{dt} = \zeta (f_k - w_k)$$

зависят от величины и знака разности удельных сил в скобках. Поэтому возможны три варианта соотношения этих сил в режиме тяги:

- а) $f_k > w_k$; $\frac{dv}{dt} > 0$ — движение ускоренное;
- б) $f_k < w_k$; $\frac{dv}{dt} < 0$ — движение замедленное;
- в) промежуточный вариант:

$f_k = w_k; \frac{dv}{dt} = 0$, следовательно, $v = \text{const}$ — движение равномерное.

Цели и пути решения уравнения движения поезда. Основными целями тяговых расчетов, базирующихся на решении уравнения движения поезда, являются выявление зависимости возможной скорости движения v (или построение графика цикла транспортного движения на расстоянии S) заданного поезда (тип и серия локомотива, масса состава, тип вагонов) по заданному участку железнодорожного пути (его длина, план и продольный профиль, тип верхнего строения рельсового пути) и определение на этой основе времени t движения поезда по этому участку.

С точки зрения математики полученное нами уравнение движения поезда — внешне это простое дифференциальное уравнение первого порядка с переменными v и t :

$$\frac{dv}{dt} = \zeta (f_k - w_k). \quad (5.9)$$

Такие уравнения обычно решаются путем разделения переменных и последующего раздельного интегрирования левой и правой частей получающегося уравнения с разделенными переменными. Это было бы совсем легко, если бы правая часть уравнения была постоянной и не зависела от переменных. Однако в нашем случае так просто разделить переменные не удастся.

Дело в том, что, как было показано в предыдущих главах 2—4, величины сил, действующих на поезд, сами являются функциями переменных v и S , а именно (для случая движения в режиме тяги):

$$f_k = f_1(v); w_k = f_2(v) + f_3(S),$$

где $v = dS/dt$; $dS = vdt$ и, следовательно, $S = \int vdt$.

Общий подход к аналитическому решению уравнения движения поезда может быть таким.

Если предположить, что движение имеет место в пределах одного и того же элемента продольного профиля пути с неизменным уклоном

$i = \text{const}$, тогда можно считать, что $f_k - w_k = f(v)$, и внешне разделить переменные в уравнении движения поезда. Получим:

$$dt = \frac{dv}{\zeta (f_k - w_k)} = \frac{dv}{A f(v)}$$

и, следовательно:

$$\int_{t_0}^t dt = \int_{v_0}^v \frac{dv}{A f(v)}. \quad (5.10)$$

После интегрирования обеих частей уравнения получаем

$$t - t_0 = \int \frac{dv}{\zeta (f_k - w_k)}, \quad (5.11)$$

или после решения уравнения (5.10) в его качестве может быть получена функция типа

$$v = \varphi(t). \quad (5.12)$$

С помощью полученного уравнения (5.12) можно вычислить величину времени, необходимого для заданного изменения скорости движения поезда на заданном элементе продольного профиля пути.

Тогда с учетом подстановки $v = dS/dt = \varphi(t)$ можно провести второе интегрирование получаемого при этом уравнения:

$$dS = \varphi(t) dt. \quad (5.13)$$

А именно:

$$\int_{t_0}^t dS = \int_{S_0}^S \varphi(t) dt.$$

Результат этого интегрирования может выглядеть так:

$$S - S_0 = \int_{t_0}^t \varphi(t) dt. \quad (5.14)$$

В результате в качестве решения уравнения (5.14) может быть получена функция типа

$$t = \varphi'(S). \quad (5.15)$$

При использовании уравнения (5.15) можно определить величину времени, необходимого для прохождения поездом заданного элемента пути (при неизменном уклоне его продольного профиля).

Но конечным результатом решения уравнения движения поезда должна быть зависимость скорости движения от величины пройденного расстояния в пределах конкретного цикла транспортного движения.

Чтобы получить эту, необходимую для организации движения, зависимость скорости движения поезда v от пройденного им пути S , надо исключить время t из уравнений (5.12) и (5.15), решив их совместно. При этом учтем, что $v = dS/dt$, и сделаем подстановку $dt = dS/v$. Тогда

$$\frac{dv}{dt} = \frac{v dv}{dS} \quad \text{и} \quad \frac{dv}{dS} = \zeta (f_k - w_k),$$

или, разделив переменные, получим уравнение

$$dS = \frac{v dv}{\zeta (f_k - w_k)}.$$

Интегрируя отдельно левую и правую части этого уравнения, получаем:

$$S - S_0 = \int_{v_0}^v \frac{v dv}{\zeta (f_k - w_k)} \quad (5.16)$$

или

$$v = \varphi''(S). \quad (5.17)$$

Последнее выражение уже представляет искомый закон изменения скорости движения поезда в зависимости от пройденного расстояния (пути) — при неизменном его продольном профиле.

Возможны различные пути и способы решения уравнения движения поезда в конкретных случаях.

Как ясно из предыдущего, возможность аналитического интегрирования уравнения движения связана с необходимостью иметь аналитические выражения функций $f_k = f_1(v)$; $w_k = f_2(v)$ и $w_k = f_3(S)$. Если последние две функции без больших трудностей могут быть представлены аналитически, то первая — тяговая характеристика — оформ-

ляется, как было показано выше (в главе 2), графически. Ее аналитическое представление требует той или иной аппроксимации, что связано с дополнительными усложнениями и погрешностями.

Эти вопросы рассматриваются ниже, в следующих параграфах данной главы.

Однако приближенное (численное) интегрирование уравнения движения поезда может быть выполнено при тех же оговорках, которые были сделаны для аналитического решения, на основе дальнейшего упрощения задачи.

Заменим дифференциальное уравнение движения в форме (5.9) алгебраическим, предполагая, что отрезки времени Δt и изменения скорости Δv малы, но конечны и уклон продольного профиля пути неизменен ($i = \text{const}$).

Тогда можно посчитать, что

$$\frac{dv}{dt} = \zeta (f_k - w_k) = \frac{\Delta v}{\Delta t}.$$

Приближенная форма уравнения движения поезда будет иметь вид:

$$\frac{\Delta v}{\Delta t} = \zeta (f_k - w_k)_{\text{ср}}. \quad (5.18)$$

В уравнении (5.18) предположено, что в пределах малых величин приращений $\Delta t = t_2 - t_1$ и $\Delta v = v_2 - v_1$ величина удельной равнодействующей силы изменяется незначительно и условно в этих пределах может быть принята неизменной, равной величине этой силы при среднем арифметическом значении скорости в этом малом диапазоне, а именно при $v_{\text{ср}} = (v_1 + v_2) / 2$ или $v_{\text{ср}} = v_1 \pm \Delta v / 2$. (Знак « \pm » означает здесь, что приращение скорости Δv может быть по своей величине положительным или отрицательным).

В результате этих допущений вместо дифференциального уравнения получаем простейшее алгебраическое уравнение:

$$\frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1} = \zeta (f_k - w_k)_{1-2}, \quad (5.19)$$

в котором подстрочный индекс «1—2» при выражении удельной силы обозначает именно величину силы при средней скорости в диапазоне скоростей от v_1 до v_2 .

На основе уравнения (5.19) можно получить аналогичные выражения (5.6—5.8) формы приближенного уравнения движения поезда с различными числовыми значениями удельного ускорения:

$$\frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1} = 120 (f_k - w_k), \text{ км/ч}^2; \quad (5.20)$$

$$\frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1} = 2 (f_k - w_k), \text{ км/ч} \cdot \text{мин}; \quad (5.21)$$

$$\frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1} = \frac{1}{30} (f_k - w_k), \text{ км/ч} \cdot \text{с}. \quad (5.22)$$

Выражения (5.20—5.22) могут использоваться для практических подсчетов параметров транспортного движения в течение ограниченных промежутков времени.

5.3. Решение тяговых задач при равномерном движении поезда

Анализ уравнения движения поезда при условии постоянства (неизменности) скорости. Частным случаем уравнения движения может быть равенство нулю его правой части, то есть $f_k - w_k = 0$, или $f_k = w_k$, или, что то же самое, $F_k = W_k$.

Если же равнодействующая сил, действующих на поезд, равна нулю ($R = F_k - W_k = 0$), то поезд в режиме тяги движется с постоянной скоростью (равномерно). Решение частного уравнения $dv/dt = 0$ очевидно. Как и должно быть при равномерном движении: $v = \text{const}$.

На основе такого простого условия для частного случая равномерного движения поезда возможно решение некоторых важных практических задач, а именно:

— определение возможного веса состава поезда для данного локомотива при равномерном движении на заданном подъеме с заданной скоростью;

— определение скорости равномерного движения заданного поезда на заданном элементе продольного профиля пути (определение так называемой равновесной скорости для данного уклона);

— приближенное определение времени хода поезда по участку на основе так называемого способа равновесных скоростей;

— приближенный анализ характера движения поезда на участке;

— сравнительный анализ тяговых возможностей локомотивов в зависимости от характера продольного профиля пути.

Рассмотрим некоторые из этих задач и их решений подробнее.

Определение веса состава. Если заданы конкретные факторы и характеристики предполагаемого железнодорожного движения на конкретном же участке, то есть заданы:

тип локомотива и параметры его расчетного режима (расчетное значение силы тяги $F_{кр}$, расчетная скорость продолжительного режима движения v_p , вес локомотива P и величина его удельного основного сопротивления w_o');

тип состава, его структура и характеристики вагонов (вес вагонов q , нагрузка на ось вагона q_o , величина основного удельного сопротивления вагонов в составе w_o'' при скорости движения, равной расчетной скорости локомотива v_p);

характеристика продольного профиля участка пути (величина расчетного подъема i_p),

можно сформулировать задачу:

определить вес состава Q , который может вести данный локомотив по заданному подъему равномерно со скоростью v_p .

Исходя из условия равномерности движения, должно иметь место равенство

$$F_{кр} = W_k.$$

Величина сопротивления движению поезда в заданных условиях

$$W_k = (w_o' + i_p)P + (w_o'' + i_p)Q.$$

Следовательно, получаем новое равенство

$$F_{кр} = (w_o' + i_p)P + (w_o'' + i_p)Q,$$

из которого и можно получить искомую величину Q :

$$Q = \frac{F_{кр} - (w_o' + i_p)P}{w_o'' + i_p}, \text{ кН}. \quad (5.23)$$

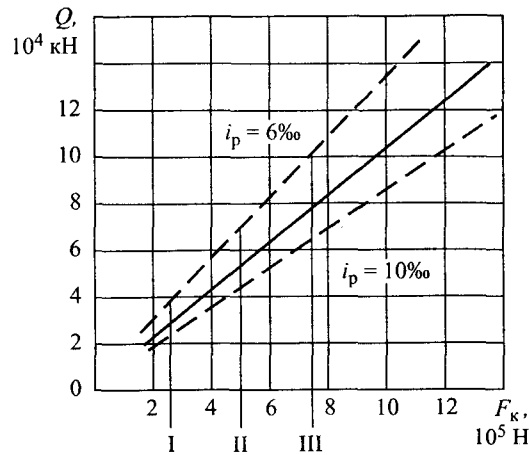


Рис. 5.1. Зависимости веса состава грузового поезда Q от величины расчетной силы тяги тепловоза $F_{кр}$ (при расчетном подъеме $i_p = 8\%$ — сплошная линия; штриховыми линиями показаны зависимости при других величинах расчетного подъема): *I* — односекционный тепловоз типа ТЭ10; *II* — двухсекционный тепловоз типа 2ТЭ116; *III* — трехсекционный тепловоз типа 3ТЭ10 В

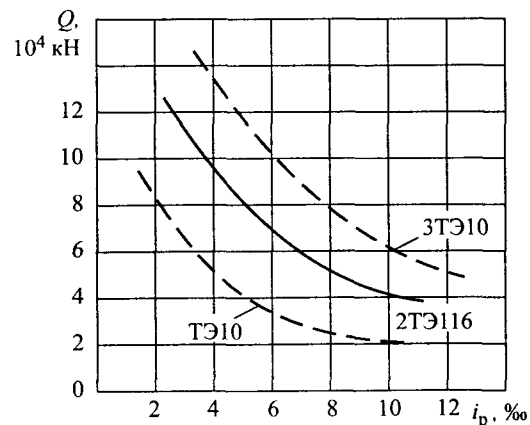


Рис. 5.2. Зависимости веса состава от крутизны расчетного подъема при тепловозной тяге

Таким образом, можно считать, что возможный для локомотива вес состава Q практически:

— *прямо* пропорционален величине расчетной силы тяги локомотива $F_{кр}$ (рис. 5.1);

— *обратно* пропорционален крутизне расчетного подъема i_p (рис. 5.2).

Прямолинейный характер показанных на рис. 5.1 зависимостей возможного веса состава (или массы состава брутто) грузового поезда, состоящего из четырехосных груженых вагонов, при тепловозной тяге наглядно подтверждает отмеченное и вытекающее из формулы (5.23) утверждение о пропорциональности веса состава величине силы тяги. На рисунке отмечены римскими цифрами величины силы тяги тепловозов с эффективной секционной мощностью 2200 кВт: соответственно *I* — для односекционного тепловоза типа ТЭ10; *II* — для двухсек-

ционного тепловоза типа 2ТЭ10М или 2ТЭ116 и *III* — для трехсекционного тепловоза типа, например, 3ТЭ10В. С увеличением кратности тяги соответственно изменяются и вес, и масса состава, который по расчетному подъему с расчетной скоростью может вести локомотив.

На рис. 5.1 видно также, что с уменьшением крутизны расчетного подъема i_p возможный вес состава Q увеличивается, а при увеличении крутизны подъема, что естественно, — уменьшается. На показанных на рис. 5.2 зависимостях величины возможного веса состава Q для тех же типов тепловозов от крутизны расчетного подъема i_p наглядно видна обратная пропорциональность веса состава Q крутизне подъема i_p .

Масса состава

$$M = Q/g,$$

где M , т; Q , кН; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Равновесные скорости (скорости установившегося равномерного движения на уклонах элементов продольного профиля). Определение равновесных скоростей — это задача, обратная определению возможного веса состава.

Заданы:

— свойства локомотива, а именно: тип, вес P , тяговая характеристика $F_k = f_1(v)$ и зависимость удельного основного сопротивления от скорости движения $w_o' = f_2'(v)$;

— соответствующие характеристики состава вагонов — вес вагона q , вес состава Q , зависимость удельного основного сопротивления состава от скорости $w_o'' = f_2''(v)$;

— величины уклонов элементов продольного профиля пути (i_1, i_2, \dots, i_T).

Требуется найти величину скорости равномерного движения v_* , являющуюся решением уравнения $F_k = W_k$ для движения на уклоне крутизной i_* , то есть скорость, при которой обеспечивается на данном уклоне продольного профиля равновесие сил тяги и сопротивления движению.

Левая часть уравнения $F_k = W_k$ задана:

$$F_k = f_1(v).$$

Правая часть уравнения:

$$W_k = W_o' + W_o'' + W_i,$$

где $W_o' = f_2'(v)P$; $W_o'' = f_2''(v)Q$ и $W_i = i_*(P + Q)$.

В результате получаем развернутую форму уравнения движения поезда на уклоне крутизной i_* :

$$f_1(v) = f_2'(v)P + f_2''(v)Q + i_*(P + Q).$$

Это уравнение следует решить относительно переменной v и тогда при $i = i_*$ можно определить искомую величину скорости v_* .

Затем, подставляя в уравнение значения других уклонов, получим величины равновесных скоростей для них. По результатам подсчетов для нескольких уклонов (координат точек) можно построить кривую $v_* = f(i)$, которая позволит находить величины равновесных скоростей для произвольных значений уклонов продольного профиля участка пути.

Данная задача аналитически решается с помощью ЭВМ, однако ее графическое решение более наглядно. Оно используется в тяговых расчетах при построении диаграммы равнодействующих сил (см. ниже).

Графическое определение равновесных скоростей для различных элементов продольного профиля пути. Равновесные скорости для различных уклонов продольного профиля, аналитическое определение которых было изложено выше, наглядно могут быть получены путем простого графо-аналитического построения, являющегося решением исходного уравнения $F_k = W_k$.

В системе координат «сила» — «скорость» заданный график тяговой характеристики локомотива $F_k = f_1(v)$ представляет собой левую часть уравнения $F_k = W_k$ (линия F на рис. 5.3). Правая часть уравнения: $W_k = W_o + W_i$.

Но сначала решим более простое уравнение $F_k = W_o$, которое в частном случае соответствует движению поезда на прямом горизонтальном пути, при котором сила сопротивления движению по величине равна основному сопротивлению поезда:

$$W_o = W_o' + W_o'' = w_o'P + w_o''Q.$$

Для этого построим в той же системе и правую часть частного уравнения — график зависимости величины основного сопротивления движению поезда $W_o = W_o' + W_o''$ от скорости $W_o = f_2(v)$ — линия 0 на рис. 5.3. (График строят по точкам, которые можно получить, составляя таблицу удельных равнодействующих сил — см. ниже п. 6.3).

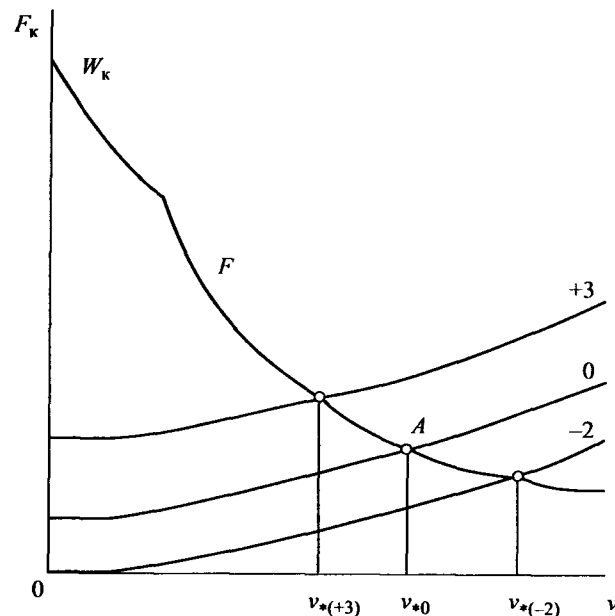


Рис. 5.3. Графическое определение равновесных скоростей для уклонов профиля (по тяговой характеристике локомотива)

Точка пересечения A этих двух линий, в которой их ординаты равны, является решением уравнения $F_k = W_o$ относительно скорости движения, то есть абсцисса этой точки v_{*0} и есть величина скорости установившегося равномерного движения данного поезда на прямом горизонтальном пути.

Заметим, что при движении поезда в этих условиях со скоростями ниже v_{*0} величина силы тяги F_k больше величины силы основного сопротивления W_o , и, следовательно, величина равнодействующей сил, действующих на поезд, будет положительной ($R = (F_k - W_o) > 0$), что соответствует ускоренному движению. Скорость поезда будет расти. При скоростях движения выше v_{*0} величина силы основного сопротивления W_o больше величины силы тяги локомотива F_k , следовательно, величина равнодействующей отрицательна $R = (F_k - W_o) < 0$. Движение поезда будет замедленным, и скорость его движения будет падать.

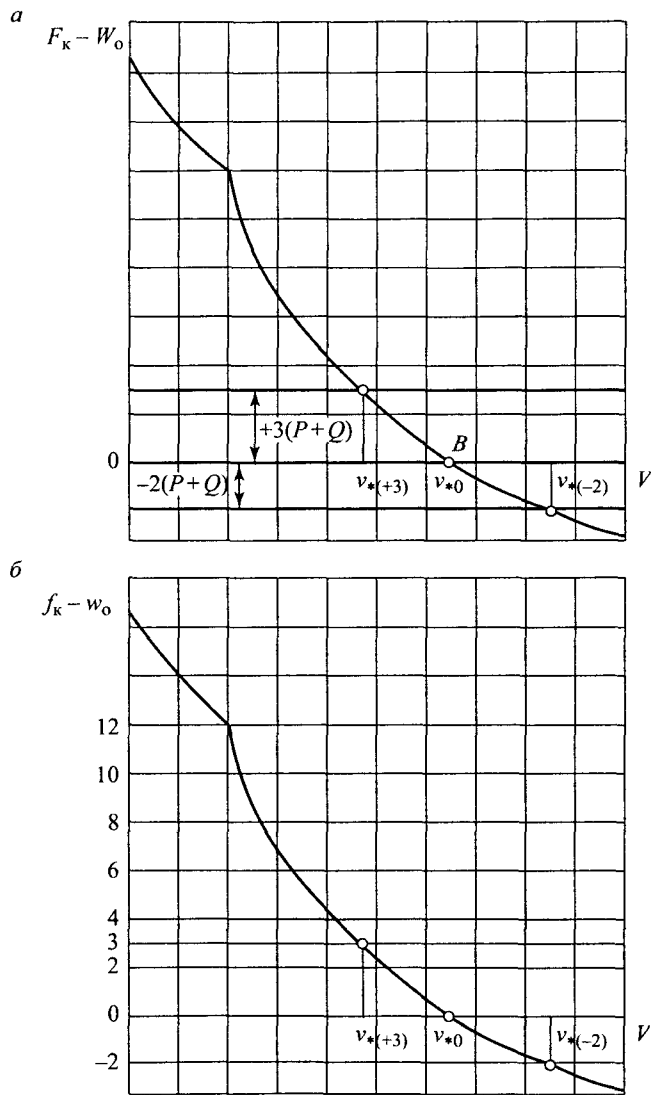


Рис. 5.4. Графическое определение равновесных скоростей по диаграмме равнодействующих сил: *a* — в координатах «равнодействующая сила ($F_k - W_0$)» — «скорость (v)»; *б* — в координатах «удельная равнодействующая сила ($f_k - w_0$)» — «скорость (v)»

Однако в обоих случаях из графика на рис. 5.4 видно, что по мере приближения величины скорости движения поезда к v_{*0} абсолютные величины равнодействующих будут уменьшаться, стремясь к нулю. Следовательно, величина скорости движения поезда при движении по прямому и горизонтальному пути всегда стремится к величине равновесной скорости v_{*0} , при которой движение будет равномерным, что и соответствует ее определению.

В общем случае для определения величин равновесных скоростей на иных, произвольных элементах продольного профиля пути необходимо решать уравнение $F_k = W_k$, где полное сопротивление движению поезда W_k равно сумме основного W_0 и дополнительного W_i сопротивлений: $W_k = W_0 + W_i$. Так как величина удельного дополнительного сопротивления от плана и продольного профиля пути, численно равная величине приведенного уклона i_k в тысячных, не зависит от скорости движения, то для каждого уклона i величина дополнительного сопротивления W_i неизменна. Она одинакова при любой скорости: $W_i = i(P + Q)$. Следовательно, для любых по величине крутизны уклонов кривые $W_{ki} = f(v)$ будут эквидистантны кривой 0, и их точки при любой скорости будут отстоять от нее по ординате на величину $W_i = i(P + Q)$.

Например, кривая зависимости полного сопротивления движению поезда от скорости на подъеме крутизной $i = +3\text{‰}$, по ординатам будет лежать выше кривой 0 на $3(P + Q)$, Н, — линия «+3», а на спуске крутизной 2‰ — ниже кривой 0 на величину $2(P + Q)$, Н, — линия «-2».

Абсциссы точек пересечения этих кривых с линией тяговой характеристики $F_k = f_1(v)$ — соответственно $v_{*(+3)}$ и $v_{*(-2)}$ — являются искомыми равновесными скоростями движения поезда на выбранных в качестве примеров уклонах. Продолжая подобные построения, можно определить величины равновесных скоростей для любых реально возможных уклонов и построить общую зависимость $v_* = f(i)$.

Технология определения равновесных скоростей упрощается, если представить исходное уравнение $F_k = W_k$ сначала в виде $F_k = W_0 + i(P + Q)$, а затем, перенеся основное сопротивление в левую часть, в виде $F_k - W_0 = i(P + Q)$.

Тогда, построив в координатах «сила» — «скорость» не тяговую характеристику, а левую часть последнего выражения: $F_k - W_0 = f_3(v)$, перейдем к графическому решению уравнения $f_3(v) = i(P + Q)$, что будет нагляднее (рис. 5.4, *a*).

На графике функции $f_3(v)$ точка B ее пересечения с осью абсцисс ($f_2(v) = F_k - W_o = i(P + Q) = 0$) соответствует значению равновесной скорости на прямом и горизонтальном пути v_{*0} (то есть при $i = 0$).

Величины равновесных скоростей для произвольных уклонов i находятся по точкам пересечения графика функции $(F_k - W_o) = f_2(v)$ с соответствующими линиями $i(P + Q)$, которые, ввиду неизменности этой величины для каждого конкретного уклона, параллельны оси абсцисс.

Дальнейшее упрощение технологии определения равновесных скоростей может быть достигнуто, если использовать график удельных равнодействующих сил.

Чтобы получить удельные силы, необходимо разделить в уравнении $F_k - W_o = i(P + Q)$ левую и правую части на один и тот же множитель $(P + Q)$. Выполнив это, получим уравнение в виде зависимости удельных равнодействующих сил $f_k - w_o = i$, которое графически решается относительно скорости (рис. 5.4, б) — аналогично уравнению полных сил $F_k - W_o = i(P + Q)$, как это было показано на рис. 5.4, а.

Графическая кривая типа показанной на рис. 5.4, б используется при проведении тяговых расчетов как график (диаграмма) зависимости удельных равнодействующих сил, действующих на поезд, от скорости его движения.

Если же поменять местами функцию и аргумент на рис. 5.4, б, получим непосредственно график зависимости величин равновесных скоростей v_* для заданного поезда от приведенного уклона i продольного профиля пути — $v_* = f(i)$ — (рис. 5.5).

Приближенный метод определения времени хода поезда по участку основан именно на знании величин равновесных скоростей движения на различных уклонах профиля пути.

Этот метод предполагает, что время хода поезда по участку можно приближенно оценить, если предположить, что по каждому элементу продольного профиля пути поезд движется равномерно с равновесной скоростью, соответствующей этому уклону. При условии равномерности движения время прохождения каждого элемента профиля определяется просто — делением длины этого элемента на величину равновесной скорости, соответствующей его крутизне, а общее время хода подсчитывается как сумма всего времени движения по элементам. Очевидны условность и приближенность этого метода, однако иногда

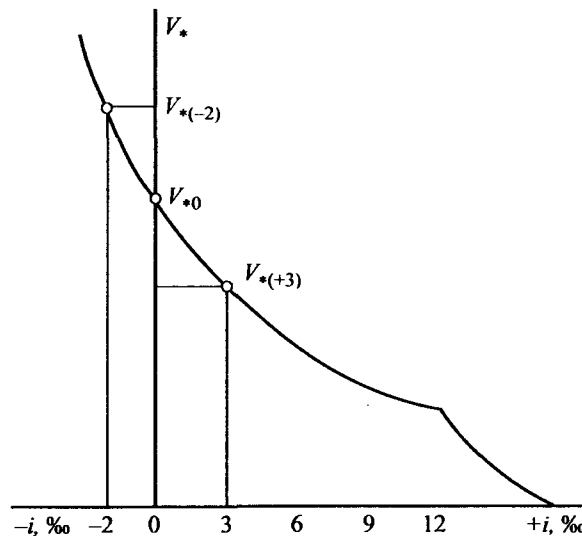


Рис. 5.5. График зависимости равновесной скорости v_* движения поезда от уклона i продольного профиля пути

он может быть полезен. Технология и возможности использования метода равновесных скоростей для расчета времени хода поезда рассматриваются ниже (см. п. 6.5).

5.4. Интегрирование уравнения движения поезда при переменной скорости

Интегрирование уравнения движения поезда позволяет найти зависимость между скоростью движения поезда v , временем движения t и пройденным расстоянием S .

Известные методы решения дифференциальных уравнений условно можно разделить на три группы:

- 1 — *аналитические методы*, позволяющие получить решение дифференциального уравнения в виде аналитического выражения;
- 2 — *графические методы*, дающие приближенное решение в виде графика;
- 3 — *численные методы*, дающие приближенное решение в виде таблицы.

При дальнейшем рассмотрении методов интегрирования уравнения движения поезда будем считать, что для рассматриваемого дифференциального уравнения выполнены условия существования и единственности решения.

Аналитическое интегрирование уравнения движения поезда.

Уравнение движения поезда, как это было показано выше, имеет вид

$$\frac{dv}{dt} = \zeta r.$$

Разделим переменные

$$dt = \frac{dv}{\zeta r} \quad (5.24)$$

и проинтегрируем правую и левую части в пределах рассматриваемого интервала изменения скорости и соответствующего ему интервала изменения времени хода поезда.

$$\int_{t_0}^t dt = \int_{v_0}^v \frac{dv}{\zeta r}. \quad (5.25)$$

Для нахождения интеграла правой части выражения (5.25) необходимо знать закон изменения равнодействующей сил, приложенных к поезду r . Возможны следующие подходы к выбору закона изменения равнодействующей $r(v)$:

- 1) зависимость $r(v)$ описывают некоторой известной функцией, например линейной или многочленом;
- 2) зависимость $r(v)$ заменяют ломаной или ступенчатой линией, разбивая весь диапазон возможного изменения скорости движения поезда на отдельные отрезки.

Предложены различные приемы аналитического решения уравнения движения поезда, отличающиеся способом представления равнодействующей r . Известны способы Штраля (Strahl), А.О. Чечотта, Фрея (Freu) и др. [17]. В общем случае равнодействующая r складывается из сил тяги f_k , сопротивления движению w_k и тормозной силы b_T . Для определенности рассмотрим движение поезда на прямом, горизонтальном участке пути в режиме тяги. Тогда $r = f_k - w_o$.

Пусть зависимость $r(v)$ имеет вид, приведенный на рисунке 5.6. Будем рассматривать изменение скорости от v_1 до v_2 . Принимая, что ускоряющая сила на рассматриваемом интервале изменения скорости не меняется и равна среднему на интервале значению r_{cp} , можно вынести за знак интеграла постоянную величину $\frac{1}{\zeta r_{cp}}$. После интегрирования получим

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \frac{v_2 - v_1}{\zeta r_{cp}}. \quad (5.26)$$

Таким образом, скорость движения поезда изменится от v_1 до v_2 за время Δt . Очевидно, что погрешность вычислений будет тем меньше, чем меньше выбираемый интервал изменения скорости движения Δv .

Если за независимую переменную принят путь S , проходимый поездом, то уравнение движения принимает вид

$$v \frac{dv}{dS} = \zeta r. \quad (5.27)$$

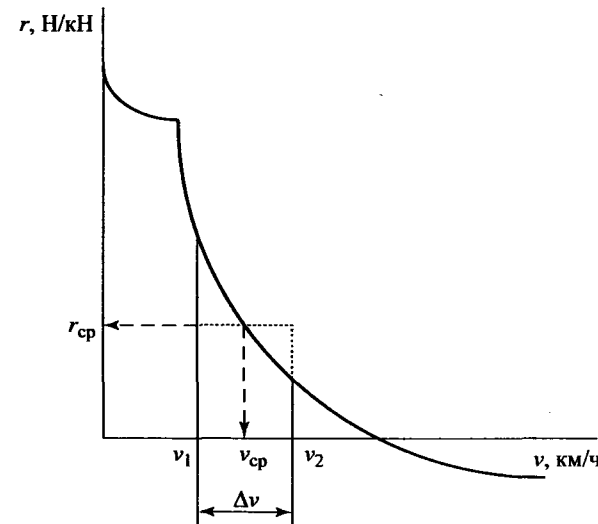


Рис. 5.6. График равнодействующей удельных сил r , приложенных к поезду

После разделения переменных

$$dS = \frac{v dv}{\zeta r}. \quad (5.28)$$

Проинтегрируем правую и левую части в пределах рассматриваемого интервала изменения скорости и соответствующего ему интервала изменения времени хода поезда

$$\int_{S_1}^{S_2} dS = \int_{v_1}^{v_2} \frac{v dv}{\zeta r}. \quad (5.29)$$

Принимая, как и в рассмотренном выше случае, что равнодействующая сил, приложенных к поезду, не изменяется на рассматриваемом интервале, получим

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2\zeta r_{\text{ср}}}. \quad (5.30)$$

Таким образом, нами получены выражения (5.26) и (5.30), позволяющие рассчитывать изменения времени хода и пройденного расстояния, соответствующие заданному изменению скорости. Величина интервала изменения скорости движения выбирается тем меньше, чем выше требуемая точность расчетов. А знак приращения скорости Δv определяется тем, что скорость движения всегда стремится к равновесной. Следовательно, если скорость в начале рассматриваемого интервала меньше равновесной, то $\Delta v > 0$. Если скорость больше равновесной, то $\Delta v < 0$. При равенстве скорости движения равновесной принимают $v = \text{const}$.

Очевидно, что все приведенные выше рассуждения можно распространить на режим холостого хода и торможения. А это значит, что полученные расчетные выражения могут быть использованы для любого режима движения поезда. При этом следует только принимать значение равнодействующей сил r в соответствии с режимом движения.

Пример 5.1. Определить время разгона и расстояние, которое проходит грузовой поезд при изменении скорости от $v_1 = 0$ км/ч до $v_2 = 50$ км/ч на прямом горизонтальном участке пути. Зависимость ускоряющей силы от скорости движения приведена на рисунке 5.7.

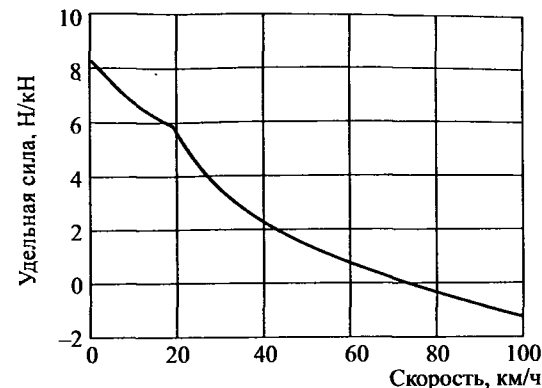


Рис. 5.7. График ускоряющей удельной силы, приложенной к поезду

Решение. Принимаем, что $\zeta = 120$ (км/ч²)/(Н/кН). При изменении скорости движения от 0 до 10 км/ч ($v_{\text{ср}} = 5$ км/ч, $r_{\text{ср}} = 7,4$ Н/кН) поезд проходит расстояние, вычисляемое в соответствии с выражением (5.30)

$$\Delta S = \frac{10^2 - 0^2}{2 \cdot 120 \cdot 7,4} = 0,056 \text{ км} = 56 \text{ м}.$$

Время, затраченное на прохождение 56 м при разгоне поезда, равно:

$$\Delta t = \frac{\Delta S}{v_{\text{ср}}} = \frac{56 \cdot 60}{1000 \cdot 5} = 0,7 \text{ мин}.$$

Сведем дальнейшие расчеты в таблицу 5.1. При этом в качестве границы второго и третьего интервалов принимаем 19 км/ч, а не 20. Это вызвано тем, что в точке 19 км/ч нарушена гладкость кривой (см. рис. 5.7).

Таблица 5.1

Расчет времени и пути разгона поезда

v_1 , км/ч	v_2 , км/ч	$v_{\text{ср}}$, км/ч	$r_{\text{ср}}$, Н/кН	ΔS , м	$S = \sum \Delta S$, м	Δt , мин	$t = \sum \Delta t$, мин
0	10	5,0	7,4	56	56	0,7	0,7
10	19	14,5	6,2	175	232	0,7	1,4
19	30	24,5	4,4	510	742	1,3	2,7
30	40	35,0	2,9	1006	1748	1,7	4,4
40	50	45,0	1,7	2206	3954	2,9	7,3

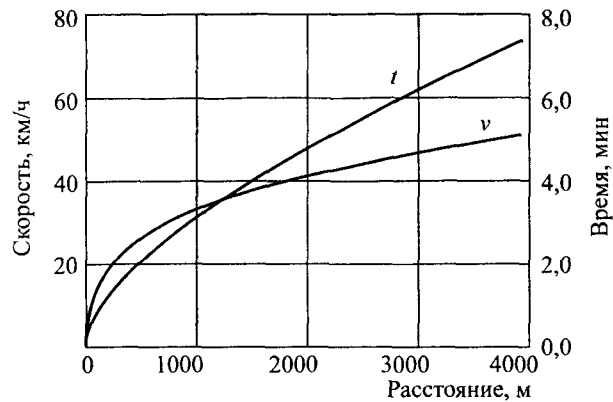


Рис. 5.8. Графики изменения скорости движения и времени хода поезда по участку от пройденного расстояния

Результаты расчета в виде графиков зависимости скорости и времени движения от пройденного расстояния приведены на рисунке 5.8.

Пример 5.2. Для условий приведенного выше примера найти время разгона поезда, не вычисляя пройденное расстояние.

Решение. В соответствии с выражением (5.26) время движения поезда при изменении скорости от 0 до 10 км/ч

$$\Delta t = \frac{60 \cdot (10 - 0)}{120 \cdot 7,4} = 0,7 \text{ мин.}$$

Остальные вычисления сведем в таблицу 5.2.

Очевидно, результаты вычислений совпадают с результатами, приведенными в табл. 5.1.

Таблица 5.2

Расчет времени разгона поезда

v_1 , км/ч	v_2 , км/ч	$v_{\text{ср}}$, км/ч	$r_{\text{ср}}$, Н/кН	Δt , мин	Σt , мин
0	10	5	7,4	0,7	0,7
10	19	14,5	6,2	0,7	1,4
19	30	24,5	4,4	1,3	2,7
30	40	35	2,9	1,7	4,4
40	50	45	1,7	2,9	7,3

Графическое интегрирование уравнения движения поезда. Приведенный выше способ решения уравнения движения поезда не обеспечивает требуемую на практике производительность расчетов. А потому в конце девятнадцатого и первой половине двадцатого столетия были предложены различные графические способы интегрирования уравнения движения поезда. Среди них можно назвать способы Ю.В. Ломоносова, Г.Д. Дубелира, А.И. Липеца, Г.В. Лебедева, Н.Н. Дегтярева, Нусбаума (Nussbaum), Мюллера (Müller), Вэлта (Velt), Унрейна (Unrein) и др. Все эти способы опираются на идею Дедуи (Desdoits), которая заключается в следующем. Если предположить, что кривая скорости $v(t)$ построена (см. рис. 5.9), то тангенс угла α , образуемого касательной к этой кривой в некоторой точке A с осью времени t , представляет собой первую производную от скорости по времени:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dv}{dt} \tag{5.31}$$

С другой стороны, из уравнения движения поезда $\frac{dv}{dt} = \zeta r$. Тогда $\operatorname{tg} \alpha = \zeta r$.

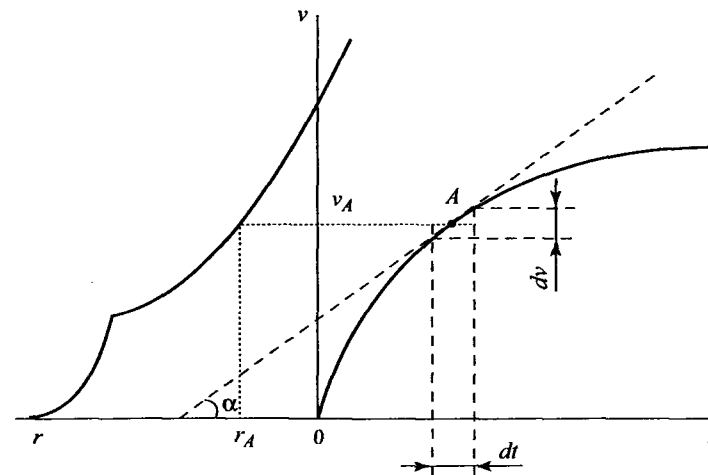


Рис. 5.9. Графический способ интегрирования уравнения движения поезда

Иначе говоря, тангенсы углов, образуемых касательными к кривой $v(t)$ с осью времени, пропорциональны соответствующим значениям равнодействующей силы, приложенных к поезду. В то же время площадь элементарного прямоугольника, со сторонами dt и v_A пропорциональна элементарному отрезку пути $dS = v_A \cdot dt$, а, следовательно, расстояние, проходимое поездом за некоторое время, равно сумме площадей соответствующих элементарных площадок.

Идея Дедуи была развита, в частности, в способах, которые предложили российские ученые А.И. Липец и Г.В. Лебедев

Построение кривой $v(S)$ способом Липеца. Пусть имеется диаграмма $r(v)$, приведенная на рисунке 5.10, а. Заменим ее ломаной линией $a-a'-b-b'-c-c'-d-d'$, состоящей из отдельных отрезков так, что в пределах каждого из указанных отрезков значения ускоряющей силы r и скорости движения v будем считать постоянными, равными их средним значениям.

Проведем отрезки OA, OB, OC, OD , связывающие начало координат с серединами соответствующих отрезков. Затем из начала координат проведем перпендикуляр к отрезку OA до пересечения с горизонтальной линией, проходящей через точку a , обозначив точку пересечения цифрой 1. Из точки 1 проводим перпендикуляр к отрезку OB до пересечения его с горизонталью, проходящей через точку b . Точку пересечения обозначим 2. Из точки 2 проводим перпендикуляр к отрезку OC до пересечения в точке 3 со следующей горизонталью и т.д. Получаем ломаную линию $0-1-2-3$. Предположим, что линия $0-1-2-3$ представляет собой графическую зависимость $v(S)$ и вынесем фрагменты, связанные с построением отрезка $1-2$ на рис. 5.10, б.

Угол наклона α отрезка $1-2$ к оси $0S$ равен углу α' между отрезком OB и осью $0v$.

Обозначим масштабы построения буквой m с индексом, соответствующим обозначению переменной, тогда

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1-1'}{0-1'} = \frac{v_1 - v_0}{S_1 - S_0} \cdot \frac{m_v}{m_S} = \frac{\Delta v_1}{\Delta S_1} \cdot \frac{m_v}{m_S};$$

$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{r_{\text{cp1}}}{v_{\text{cp1}}} \cdot \frac{m_f}{m_v}.$$

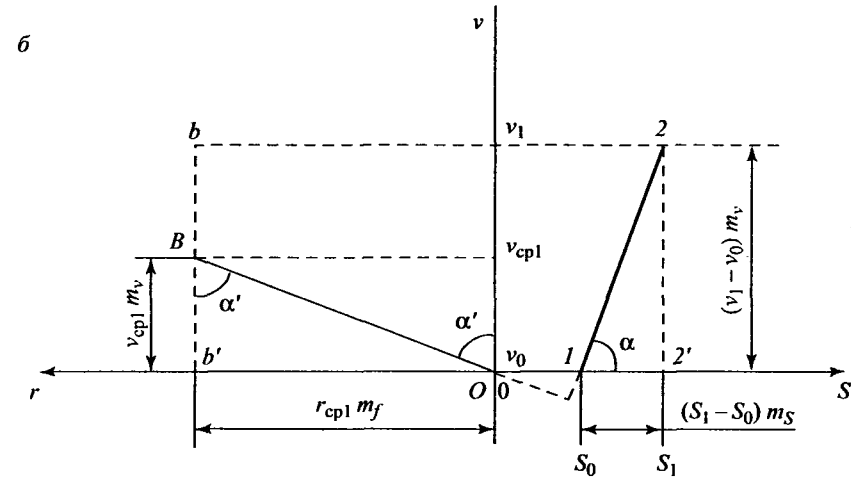
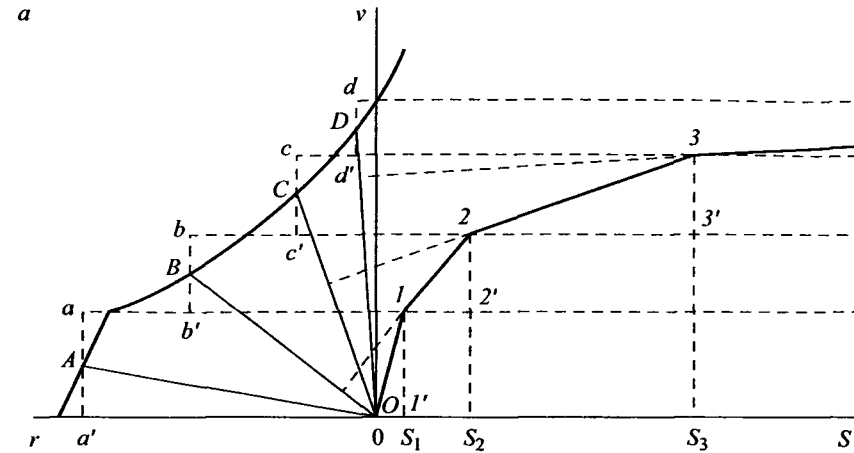


Рис. 5.10. Построение кривой скорости движения поезда способом Липеца

Из (5.27), заменив бесконечно малые dv и dS на конечные приращения Δv и ΔS , получим

$$\frac{\Delta v_1}{\Delta S_1} = \zeta \frac{r_{\text{cp1}}}{v_{\text{cp1}}}.$$

Поскольку $\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\alpha'$

$$\zeta \frac{r_{\text{cpl}}}{v_{\text{cpl}}} \cdot \frac{m_v}{m_S} = \frac{r_{\text{cpl}}}{v_{\text{cpl}}} \cdot \frac{m_f}{m_v},$$

откуда

$$\zeta \frac{m_v}{m_S} = \frac{m_f}{m_v}. \quad (5.32)$$

Полученное выражение не что иное, как условие выбора масштабов, при выполнении которого обеспечивается равенство углов α и α' . Задаваясь двумя значениями масштабов, можно определить третий из приведенного выше условия (5.32). Например, задавшись масштабами силы m_f и скорости m_v , определим масштаб для пути

$$m_S = \frac{\zeta m_v^2}{m_f}.$$

Построенная ломаная линия $0-1-2-3$ является кривой скорости $v(S)$, построенной с погрешностью, обусловленной допущением о постоянстве ускоряющей силы в пределах выбранных отрезков. С увеличением числа отрезков при одновременном уменьшении их длины линия $0-1-2-3$ приближается к действительной кривой скорости $v(S)$, полностью совпадая с ней при бесконечно большом числе указанных отрезков.

Из всех известных способов графического определения кривой скорости способ А.И. Липеца получил наибольшее распространение и рекомендован Правилами тяговых расчетов к использованию, получив второе название — способ МПС.

Построение кривой $t(S)$ способом Лебедева. Способ построения кривой времени $t(S)$, предложенный Г.В. Лебедевым, как и способ построения кривой скорости А.И. Липеца, рекомендован Правилами тяговых расчетов под названием способ МПС.

Способ Г.В. Лебедева основан на геометрической зависимости между кривыми времени $t(S)$ и скорости $v(S)$. Допустим, что эти кривые построены в виде ломаных линий (рис. 5.11). Кривая скорости может быть построена, например, способом Липеца. На некотором расстоянии Δ слева от начала координат проведем вертикальную линию и спроеци-

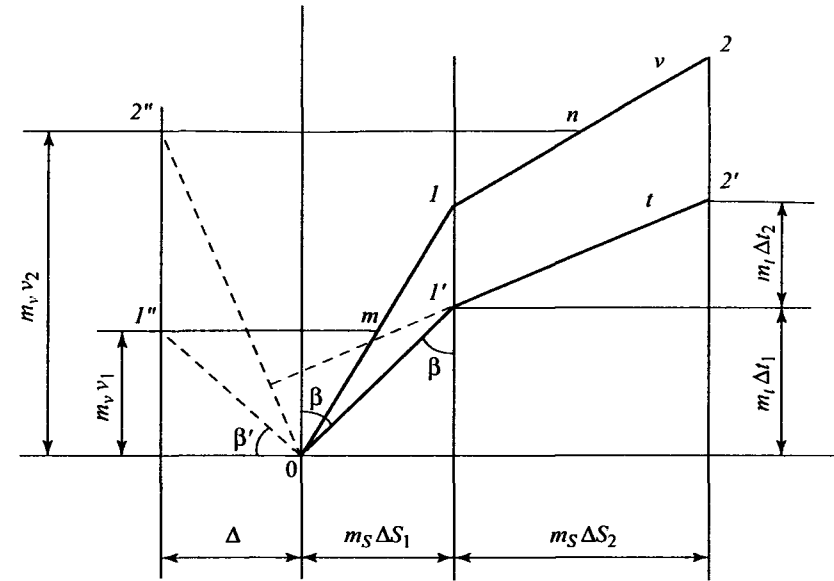


Рис. 5.11. Построение кривой времени хода поезда по участку способом Лебедева

руем на нее точки m и n , соответствующие средним значениям скорости на отрезках $0-1$ и $0-2$.

Для первого отрезка кривой времени можно записать

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\Delta S_1}{\Delta t_1} \cdot \frac{m_S}{m_t}. \quad (5.33)$$

Поскольку $\frac{\Delta S_1}{\Delta t_1} = v_1^{\text{cp}}$ получим

$$\operatorname{tg}\beta = v_1^{\text{cp}} \frac{m_S}{m_t}.$$

С другой стороны

$$\operatorname{tg}\beta' = v_1^{\text{cp}} \frac{m_v}{\Delta}. \quad (5.34)$$

Следовательно, если допустить, что $\beta' = \beta$, т.е., что отрезки $\theta-I'$ и $\theta-I''$ взаимно перпендикулярны, то

$$v_1^{\text{CP}} \frac{m_v}{\Delta} = v_1^{\text{CP}} \frac{m_S}{m_t}$$

или, сокращая v_1^{CP} :

$$\frac{m_v}{\Delta} = \frac{m_S}{m_t}. \quad (5.35)$$

Выражение (5.35) представляет собой условие, позволяющее выбирать масштабы построения таким образом, чтобы обеспечить взаимную перпендикулярность отрезков $\theta-I'$ и $\theta-I''$. Следовательно, выбрав масштабы, соответствующие (5.35), по имеющейся кривой скорости можно построить кривую времени. Для этого надо последовательно проецировать границы отрезков кривой скорости на некоторую вертикальную линию. Получаемые точки соединить с точкой на оси абсцисс, лежащей справа от указанной вертикальной линии на расстоянии Δ и к полученным отрезкам проводить перпендикуляры, проходящие через точку окончания предыдущего отрезка кривой времени (I' , $2'$ и т.д.).

Численное интегрирование уравнения движения поезда. Академик А.Н. Крылов разделил приемы нахождения приближенных решений дифференциальных уравнений на следующие группы [19]:

1. Разложение общего интеграла в ряды.
2. Применение способа последовательных приближений.
3. Приближенное численное интегрирование.

При выполнении тяговых расчетов обычно нет необходимости в нахождении общего решения дифференциального уравнения движения поезда. Достаточно найти частное решение, удовлетворяющее начальным условиям. При этом нет необходимости представлять искомое решение аналитически в виде функции, а достаточно составить таблицу значений указанной функции или построить кривую, представляющую решение уравнения движения поезда. Ниже рассмотрим некоторые из подобных методов.

Начало построению способов численного решения дифференциального уравнения положил Л. Эйлер.

Метод Эйлера. Пусть искомая функция y определяется дифференциальным уравнением

$$\frac{dy}{dx} = \varphi(x, y) \quad (5.36)$$

и начальным условием $y(x_0) = y_0$. Выбрав достаточно малый шаг h , принимаем, что пока x находится между x_0 и $x_0 + h$, y мало отличается от y_0 и производная $\frac{dy}{dx}$ сохраняет постоянное значение $\varphi(x_0, y_0)$, следовательно, для рассматриваемого интервала можно записать:

$$y = y_0 + (x - x_0) \cdot \varphi(x_0, y_0). \quad (5.37)$$

При $x = x_0 + h$

$$y = y_0 + h \cdot \varphi(x_0, y_0) = y_1.$$

Для второго интервала при $x = x_1 = x_0 + 2h$

$$y = y_1 + h \cdot \varphi(x_1, y_1) = y_2$$

и т.д. Таким образом, получаем ряд точек с координатами x_i, y_i , являющихся вершинами ломаной линии, представляющей приближенное решение уравнения (5.36). В общем виде для любого y_i можно записать

$$y_{i+1} = y_i + h \cdot \varphi(x_i, y_i) \quad (i = 0, 1, 2, \dots). \quad (5.38)$$

Чем меньше шаг h , тем ближе полученная линия к искомой интегральной кривой $y = y(x)$.

Пример 5.3. Методом Эйлера найти зависимость $v(S)$ для данных первого примера при разгоне поезда от 19 км/ч до 40 км/ч.

Решение. Сравнивая выражения (5.27) и (5.36) видим, что y соответствует v , x соответствует S , а $\varphi(x_i, y_i)$ соответствует $\zeta \frac{r}{v}$. Тогда, приняв $v_0 = 19$ км/ч, $r_{v=19} = 5,82$ Н/кН (см. рис. 5.7), выбрав $h = 0,1$ км, получим:

$$v_2 = 19 + 0,1 \cdot 120 \cdot \frac{5,82}{19} = 22,7 \text{ км/ч.}$$

Дальнейшие расчеты сведем в таблицу 5.3. Таким образом, поезд разгоняется от скорости 19 км/ч до скорости 40,1 км/ч на расстоянии 1500 м.

Таблица 5.3

Расчет скорости движения поезда методом Эйлера

S, м	v, км/ч	r, Н/кН	Δv , км/ч
0	19,0	5,82	3,7
100	22,7	4,94	2,6
200	25,3	4,29	2,0
300	27,3	3,91	1,7
400	29,1	3,60	1,5
500	30,6	3,39	1,3
600	31,9	3,21	1,2
700	33,1	3,04	1,1
800	34,2	2,89	1,0
900	35,2	2,75	0,9
1000	36,2	2,65	0,9
1100	37,1	2,55	0,8
1200	37,9	2,46	0,8
1300	38,7	2,37	0,7
1400	39,4	2,29	0,7
1500	40,1	2,21	0,7

В примере 5.1 разгон от скорости 19 км/ч до скорости 40 км/ч выполнен на расстоянии 1516 м.

Предложив свой метод, Л. Эйлер утверждает: «... чем меньше промежутки между последовательными значениями x , тем точнее определяются все остальные величины; тем не менее, вследствие большого числа, накопление и этих малых погрешностей может достигнуть значительной величины. Погрешность при этом вычислении происходит оттого, что на протяжении каждого отдельного промежутка обе переменные x и y принимаются сохраняющими свои постоянные значения, соответствующие началу этого промежутка, так что и значение функции $\varphi(x, y)$ остается постоянным, поэтому, чем быстрее значение этой функции изменяется при переходе от одного промежутка к следующему, тем большую можно ожидать погрешность». Более точными являются модификации метода Эйлера — *усовершенствованный метод ломаных* и *усовершенствованный метод Эйлера–Коши*. Метод

Эйлера и его модификации являются простейшими представителями конечно-разностных методов (шаговых методов) для приближенного решения обыкновенных дифференциальных уравнений при заданных начальных условиях. При применении конечно-разностного метода искомое решение $y_k = y_k(x)$ ($k = 1, 2, \dots, n$) последовательно строится на системе точек (узлов) $x_i = x_0 + ih$ ($i = 0, 1, 2, \dots$), где h — выбранный шаг. Процесс вычислений разделяется на повторяющиеся циклы, каждый из которых переводит от значения $y_k(x_i)$ к значению $y_k(x_{i+1})$, начиная с начального $y_k^{(0)}$. Такая схема вычислений удобна для реализации на вычислительных машинах [18].

Известны и другие методы: Рунге–Кутта, Адамса, Милна, Ньютона–Канторовича [18, 19], а также методы А.Н. Крылова [19] и С.А. Чаплыгина [20], примененные авторами специально для интегрирования уравнения движения поезда.

Приближенное интегрирование уравнения движения поезда с использованием разложения функции в ряд Тейлора. Известны способы нахождения решения дифференциального уравнения в виде ряда, расположенного по степеням независимой переменной. Это, например, разложения в ряд Тейлора или Маклорена. Рассмотрим применение разложения в ряд Тейлора для приближенного решения уравнения движения поезда.

Если некоторая функция $y = y(x)$ и ее первые n производных непрерывны, то можно записать

$$y(x+h) = y(x) + \frac{h}{1!} y'(x) + \frac{h^2}{2!} y''(x) + \dots + \frac{h^n}{n!} y^{(n)}(x) + R_n, \quad (5.39)$$

где h — шаг интегрирования, R_n — остаточный член ряда.

Пользуясь выражением (5.39), можно приближенно вычислить искомую функцию, суммируя конечное число слагаемых в правой части. Нетрудно заметить, что выражение (5.38) для метода Эйлера является частным случаем разложения в ряд Тейлора, если взять первые два члена разложения. Правила тяговых расчетов рекомендуют при решении уравнения движения поезда ограничиваться первыми тремя членами разложения.

Глава 6

ТЕХНИКА ТЯГОВЫХ РАСЧЕТОВ

6.1. Расчет веса состава грузового поезда и установление весовых норм на железнодорожном участке

В соответствии с действующими Правилами тяговых расчетов вес грузового состава определяют исходя из условий полного использования мощности и тяговых качеств локомотива, а также кинетической энергии поезда при движении по конкретному профилю пути.

Различают четыре типа профиля пути. Каждому типу профиля соответствует определенная группировка элементов различной крутизны и разной удельной (в % к общей длине участка) протяженности. Также все профили пути можно подразделить на два вида. На участке с профилем первого типа наиболее крутые подъемы имеют большую протяженность, достаточную для достижения равновесной скорости. Второй тип профиля пути характерен тем, что длина наиболее крутых подъемов относительно невелика и равновесной скорости на таких подъемах поезд, как правило, не достигает.

В зависимости от характера профиля пути вес состава грузового поезда рассчитывают исходя из условия движения с равновесной скоростью по затяжному подъему или из условия движения по наиболее крутым, но менее протяженным подъемам со снижающейся скоростью, используя кинетическую энергию поезда.

Наиболее трудный для преодоления подъем, на котором в процессе движения поезда устанавливается равновесная скорость, называют *расчетным подъемом* рассматриваемого участка.

В ряде случаев однозначный выбор расчетного подъема для участка может быть затруднен, так как два и более элементов профиля являются примерно одинаковыми по трудности преодоления. За расчетный

может быть принят ориентировочно наименее крутой из сравниваемых подъемов. Остальные (более крутые) подъемы условно можно назвать «проверяемые подъемы» и провести проверку, сможет ли локомотив с поездом преодолеть «проверяемые подъемы» за счет кинетической энергии, накопленной до вступления на этот элемент профиля пути.

Расчет веса состава при условии, что поезд движется с равновесной скоростью на расчетном подъеме. Максимальный вес грузового состава, который заданный локомотив может перемещать по заданному участку, определяют из условия, что скорость движения поезда не должна опускаться ниже расчетной. Это условие вызвано тем, что продолжительное движение поезда в режиме тяги со скоростью ниже расчетной может привести к перегреву тяговых двигателей и выходу их из строя. Значения расчетной скорости v_p и соответствующей этой скорости расчетной силы тяги $F_{кр}$ являются паспортными характеристиками локомотива и приводятся для каждой серии, например, в Правилах тяговых расчетов. Чтобы обеспечить движение поезда со скоростью не ниже расчетной, вес состава выбирают таким образом, чтобы на самом трудном элементе профиля пути, называемом расчетным подъемом (иногда руководящим) равновесная скорость была равна расчетной. В этом случае, если скорость на таком элементе достигнет равновесной, а подъем в силу своей протяженности еще не закончился, скорость до конца элемента останется неизменной. Условием определения веса состава при этом является равенство нулю ускорения движения поезда при расчетной скорости v_p на расчетном подъеме i_p . Из уравнения движения поезда следует, что названное условие выполняется при равенстве равнодействующей сил, приложенных к поезду, нулю. Поскольку на расчетном подъеме поезд движется в режиме тяги, равнодействующая сил, приложенных к поезду, складывается из сил тяги и сопротивления движению поезда

$$r = \frac{F_k - W_k}{P + Q} \quad (6.1)$$

и, поскольку вес локомотива и вес состава отличны от нуля:

$$R = F_k(v_p) - W_k(v_p) = 0. \quad (6.2)$$

Здесь $F_k(v_p) = F_{кр}$ — расчетное значение касательной силы тяги, а $W_k(v_p, i_p)$ — общее сопротивление движению поезда при расчетной

скорости на расчетном подъеме. Общее сопротивление движению поезда складывается из основных и дополнительных сопротивлений движению локомотива и состава. Допустим, что дополнительное сопротивление движению поезда включает в себя только сопротивление от уклона, тогда

$$W_{\text{к}}(v_{\text{п}}) = P \cdot w'_{\text{о}}(v_{\text{п}}) + Q \cdot w''_{\text{о}}(v_{\text{п}}) + (P + Q) \cdot i_{\text{п}}. \quad (6.3)$$

Подставим (6.3) в (6.2):

$$F_{\text{кр}} - P \cdot w'_{\text{о}}(v_{\text{п}}) - Q \cdot w''_{\text{о}}(v_{\text{п}}) - (P + Q) \cdot i_{\text{п}} = 0. \quad (6.4)$$

Из (6.4)

$$Q = \frac{F_{\text{кр}} - P \cdot (w'_{\text{о}}(v_{\text{п}}) + i_{\text{п}})}{w''_{\text{о}}(v_{\text{п}}) + i_{\text{п}}}. \quad (6.5)$$

Таким образом, выражение (6.5) позволяет рассчитать вес состава, который заданный локомотив может провести по расчетному подъему любой протяженности, не снижая скорость движения ниже расчетной. Если на рассматриваемом элементе профиля пути располагается кривая, то следует это учесть. Заменяв кривую фиктивным подъемом, который вычисляют в соответствии с эмпирическим выражением

$$i_{\text{кр}} = \frac{700}{R_{\text{кр}}}, \quad (6.6)$$

и просуммировав это значение с величиной действительного уклона на расчетном подъеме, получаем значение $i_{\text{п}} = i + i_{\text{кр}}$ расчетного подъема для подстановки в выражение (6.5).

Пример 6.1. Определить вес состава поезда, состоящего из четырехосных вагонов весом 800 кН каждый, который тепловоз 2ТЭ116 может провести по участку с расчетным подъемом, уклон которого $i_{\text{п}} = 8\%$, расположенному в кривой радиусом $R = 1500$ м. Путь звеньевой.

Решение. Расчетная сила тяги и скорость тепловоза 2ТЭ116 равны соответственно $v_{\text{п}} = 24,2$ км/ч, $F_{\text{кр}} = 506\,000$ Н [10]. Следовательно, основное удельное сопротивление движению тепловоза

$$w'_{\text{о}} = 1,9 + 0,01v + 0,0003v^2 = 1,9 + 0,01 \cdot 24,2 + 0,0003 \cdot 24,2^2 \approx 2,32 \text{ Н/кН.}$$

Основное удельное сопротивление движению груженых четырехосных вагонов на подшипниках качения (роликовых) по звеньевому пути определяются в соответствии с выражением

$$w''_{\text{о4}} = 0,7 + \frac{30 + v + 0,025v^2}{q_{\text{о}}}.$$

Вес рассматриваемых в примере вагонов, приходящийся на одну ось (осевая нагрузка) $q_{\text{о}} \approx 800/4 = 200$ кН/ось. Подставляя значения расчетной скорости и осевой нагрузки в выражение для основного удельного сопротивления движению четырехосных вагонов, получим:

$$w''_{\text{о4}} = 0,7 + \frac{30 + 24,2 + 0,025 \cdot 24,2^2}{200} \approx 1,04 \text{ Н/кН.}$$

Расчетный подъем

$$i_{\text{п}} = 8 + \frac{700}{1500} \approx 8,5\%.$$

Тогда в соответствии с выражением (6.5) расчетный вес состава

$$Q = \frac{506\,000 - 2760 \cdot (2,32 + 8,5)}{1,04 + 8,5} \approx 49\,910 \text{ кН}$$

или, округляя в соответствии с требованиями ПТР до 500 кН, $Q \approx 50\,000$ кН.

Пример 6.2. Определить вес состава для исходных данных примера 6.1 при условии, что состав поезда включает 50% по весу четырехосных вагонов на роликовых подшипниках весом 800 кН каждый и 50% восьмиосных вагонов каждый весом 1400 кН.

Решение. Осевая нагрузка восьмиосных вагонов $q_{\text{о}} \approx 1400/8 = 175$ кН/ось. Основное удельное сопротивление восьмиосного вагона

$$w''_{\text{о8}} = 0,7 + \frac{60 + 0,38v + 0,021v^2}{q_{\text{о}}} = 0,7 + \frac{60 + 0,38 \cdot 24,2 + 0,021 \cdot 24,2^2}{175} \approx 1,17 \text{ Н/кН.}$$

Средневзвешенное основное удельное сопротивление состава

$$w''_{\text{о}} = 0,5 \cdot w''_{\text{о4}} + 0,5 \cdot w''_{\text{о8}} = 0,5 \cdot 1,04 + 0,5 \cdot 1,17 \approx 1,11 \text{ Н/кН.}$$

Здесь значение $w''_{\text{о4}} = 1,04$ Н/кН принято из примера 6.1. Вес состава

$$Q = \frac{506\,000 - 2760 \cdot (2,32 + 8,5)}{1,11 + 8,5} \approx 49\,546 \text{ кН} \approx 49\,500 \text{ кН.}$$

Расчет веса состава с учетом использования кинетической энергии поезда. Если на участке пути, по которому движется поезд, невозможно однозначно выбрать расчетный подъем, то вес состава определяют методом подбора. Для этого за расчетный принимают подъем меньший, чем самый крутой на участке. Определяют вес состава в соответствии с выражением (6.5). Затем проверяют, может ли принятый локомотив, перемещая состав рассчитанного веса, преодолеть элементы профиля большей крутизны, чем расчетный подъем. Проверка заключается в расчете скорости движения поезда для всех подъемов, крутизна которых превышает крутизну подъема, для которого рассчитан вес состава. Расчет зависимости $v(S)$ начинают от места, для которого скорость движения может быть известна. Например, это может быть остановочный пункт, где наверняка была остановка или протяженный элемент профиля, на котором устанавливается равномерная скорость, место с ограничением скорости и т.п. Расчет зависимости $v(S)$ можно выполнять графически, аналитически либо путем численного интегрирования уравнения движения поезда. Если скорость движения в конце проверяемого подъема оказывается равной или большей, чем расчетная скорость для принятого локомотива, можно считать вес состава принятым. Если же скорость в конце проверяемого элемента меньше расчетной — вес состава следует уменьшить и повторить расчет. Рассмотрим пример.

Пример 6.3. Рассчитать вес состава, с которым локомотив серии 2ТЭ116 может преодолеть участок пути, профиль которого приведен в таблице 6.1. Исходные данные по составу поезда принять из примера 6.1.

Таблица 6.1

Профиль пути

№ элемента	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$i, \%$	0	-3	-7	-8	0	9	0	7	0	6	0
$S, \text{ м}$	1500	800	6000	1500	600	2000	500	5500	400	300	1900

Решение. В качестве расчетного принимаем подъем с уклоном 9‰ и длиной 2000 м. Из примера 6.1 принимаем $v_p = 24,2 \text{ км/ч}$, $F_{кр} = 506\,000 \text{ Н}$. Основное удельное сопротивление движению тепловоза при расчетной ско-

рости $w'_o = 2,32 \text{ Н/кН}$. Для состава $w''_o = 1,04 \text{ Н/кН}$. Тогда вес состава в соответствии с выражением (6.5)

$$Q = \frac{506\,000 - 2760 \cdot (2,32 + 9)}{1,04 + 9} \approx 47\,287 \text{ кН} \approx 47\,500 \text{ кН}.$$

Однако анализ профиля пути показывает, что к подъему, принятому нами за расчетный, поезд может подойти с предельно допустимой скоростью, поскольку ему предшествуют затяжные спуски. В то же время, очевидно, что после движения по рассмотренному выше элементу профиля пути, к моменту вступления на подъем длиной 5500 м с уклоном 7‰, скорость движения поезда значительно упадет и нет оснований полагать, что этот элемент может быть преодолен за счет накопленной ранее кинетической энергии. Приняв этот элемент за расчетный, получим

$$Q = \frac{506\,000 - 2760 \cdot (2,32 + 7)}{1,04 + 7} \approx 59\,736 \text{ кН} \approx 59\,500 \text{ кН}.$$

Чтобы убедиться в том, что с таким составом принятый тепловоз преодолет и подъем 9‰, рассчитаем, как изменяется скорость по мере движения по данному подъему. Вычисления проведем путем аналитического интегрирования уравнения движения поезда в соответствии с выражением (5.7):

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2\zeta_{cp}}.$$

Допустим, что к моменту вступления на рассматриваемый подъем скорость поезда $v = 80 \text{ км/ч}$. ПТР рекомендуют для повышения точности расчета интервалы изменения скорости движения принимать в пределах 10 км/ч. Чтобы рассчитать расстояние, которое поезд пройдет при понижении скорости от 80 км/ч до 70 км/ч, необходимо определить значение удельной замедляющей силы r_{cp} для средней на рассматриваемом интервале скорости $v = 75 \text{ км/ч}$.

$$r_{cp} = \frac{F_{cp} - W_{cp}}{P + Q}.$$

Из тяговой характеристики тепловоза 2ТЭ116, приведенной в ПТР, для скорости $v = 75 \text{ км/ч}$ значение касательной силы тяги $F_k = 172\,200 \text{ Н}$.

Основное удельное сопротивление движению тепловоза

$$w'_o = 1,9 + 0,01v + 0,0003v^2 = 1,9 + 0,01 \cdot 75 + 0,0003 \cdot 75^2 \approx 4,34 \text{ Н/кН}.$$

Основное удельное сопротивление движению груженых четырехосных вагонов на подшипниках качения (роликовых) по звеньевому пути при осевой нагрузке $q_0 = 800/4 = 200$ кН/ось:

$$w'_{04} = 0,7 + \frac{30 + 75 + 0,025 \cdot 75^2}{200} = 1,93 \text{ Н/кН.}$$

Удельная замедляющая сила

$$r_{\text{ср}} = \frac{172\,000 - 2760 \cdot 4,34 - 59\,500 \cdot 1,93}{2760 + 59\,500} - 9 \approx -8,27 \text{ Н/кН.}$$

Расстояние, пройденное поездом при изменении скорости движения от 80 км/ч до 70 км/ч:

$$\Delta S_{80-70} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2\zeta_{\text{ср}}} = \frac{1000 \cdot (70^2 - 80^2)}{2 \cdot 120 \cdot (-8,27)} \approx 756 \text{ м.}$$

Сведем расчеты в таблицу 6.2.

Таблица 6.2

Проверка правильности выбора расчетного подъема

v_1 , км/ч	v_2 , км/ч	$v_{\text{ср}}$, км/ч	F_k , Н	w'_0 , Н/кН	w'_0 , Н	w''_0 , Н/кН	w''_0 , Н	w_0 , Н	$F_k - W_0$, Н	f_{k-w_0} , Н/кН	f_{k-w_0} , Н	s_i , м	$\sum s_i$, м
80	70	75	172200	4,34	11978	1,93	114723	126701	45499	0,74	-8,22	756	756
70	60	65	198970	3,82	10543	1,70	101336	111879	86931	1,41	-7,59	714	1470
60	50	55	232010	3,36	9274	1,50	89436	98710	136390	2,23	-6,77	678	2148

Так как $2148 > 2000$ м, тепловоз 2ТЭ116, перемещая состав весом $Q = 59\,500$ кН, преодолет подъем 9‰ длиной 2000 м. При этом скорость движения поезда не успеет опуститься до расчетной. Следовательно, 8-й элемент рассмотренного фрагмента профиля пути можно принять за расчетный подъем, а расчетный вес состава при этом $Q = 59\,500$ кН.

Если расчеты показывают, что расстояние, проходимое поездом по рассматриваемому подъему при снижении скорости до расчетной, меньше, чем длина подъема, то вес состава следует уменьшить. Например, вес уменьшают на 1000 кН и повторяют расчеты. Эту процедуру следу-

ет повторять, пока рассматриваемый поезд не пройдет весь подъем со скоростью не ниже расчетной.

После расчета веса состава по условиям прохождения наиболее трудного на рассматриваемом участке элемента профиля пути необходимо проверить полученную массу на возможность трогания поезда с места и на возможность его установки в пределах приемо-отправочных путей станции.

Проверка веса состава на трогание. При трогании поезда ускоряющая сила должна быть больше нуля. Только в этом случае (см. уравнение движения поезда) ускорение положительно, а следовательно, возможно увеличение скорости движения, т.е. трогание поезда:

$$R = F_{\text{к тр}} - Pw'_{\text{тр}} - Qw''_{\text{тр}} - (P + Q)i_{\text{тр}} > 0, \quad (6.7)$$

где $F_{\text{к тр}}$ — сила тяги локомотива при трогании поезда, Н; $w'_{\text{тр}}$ — удельное сопротивление троганию локомотива, Н/кН; $w''_{\text{тр}}$ — удельное сопротивление троганию состава поезда, Н/кН; $i_{\text{тр}}$ — уклон элемента профиля пути, на котором происходит трогание поезда, ‰.

Упрощая расчеты, принимаем, что $w_{\text{тр}} = w'_{\text{тр}} = w''_{\text{тр}}$. Тогда

$$R = F_{\text{к тр}} - (P + Q)(w_{\text{тр}} + i_{\text{тр}}) > 0. \quad (6.8)$$

Из (6.8) следует, что

$$Q < Q_{\text{тр}} = \frac{F_{\text{к тр}}}{w_{\text{тр}} + i_{\text{тр}}} - P. \quad (6.9)$$

Таким образом, вес состава Q не должен превышать значение $Q_{\text{тр}}$, определенное по условиям трогания поезда на подъеме с уклоном $i_{\text{тр}}$.

Сопротивление троганию, как это было показано выше, принимают

$$w_{\text{тр}} = \frac{142}{q_0 + 7} \text{ для подвижного состава на подшипниках скольжения и}$$

$$w_{\text{тр}} = \frac{28}{q_0 + 7} \text{ для подвижного состава на роликовых подшипниках.}$$

Здесь q_0 — средняя осевая нагрузка:

$$q_0 = \frac{P + Q}{n_{\text{ол}} + n_{\text{ов}}}, \text{ кН/ось,}$$

где $n_{\text{ол}}$ и $n_{\text{ов}}$ — соответственно число осей локомотива и вагонов.

Если в голове поезда используют два и более локомотива, то во избежание разрыва поезда при трогании максимальную силу на автосцепке ограничивают величиной 930 кН. В этом случае, Н:

$$F_{ктр} \leq 950\,000 + \sum P(w_{тр} + i_{тр}). \quad (6.10)$$

Проверка веса состава по длине приемо-отправочных путей. Вес состава, рассчитанный по наиболее трудному элементу профиля пути, прошедший проверки на прохождение более крутого, чем расчетный, подъема и на трогание поезда, может оказаться, тем не менее, слишком большим для того, чтобы поезд уместился в пределах приемо-отправочных путей. Для проверки следует определить длину поезда, м:

$$l_{п} = l_{л} + l_{с} + 10, \quad (6.11)$$

где $l_{л}$ — длина локомотива, м; $l_{с}$ — длина состава, м; 10 — допуск на неточность установки поезда.

Для определения длины состава необходимо определить число вагонов. Число однотипных вагонов можно рассчитать, если известна, например, доля веса данной группы вагонов в общем весе состава:

$$n_i = \frac{\alpha_i Q}{Q_i}, \quad (6.12)$$

где α_i — доля веса i -й группы вагонов в общем весе состава поезда, Q_i — средний вес вагона (брутто) для i -й группы вагонов.

Принимая из ПТР длину одного вагона для рассматриваемой группы, определяют длину состава.

Если вычисленная по формуле (6.12) длина поезда оказывается больше длины приемо-отправочных путей на участках обращения, то вес состава следует уменьшить.

Пример 6.4. Уместится ли поезд из примера 6.2 на станционных путях длиной 1050 м?

Решение. Рассчитаем в соответствии с выражением (6.12) число вагонов четырехосных

$$n_4 = \frac{0,5 \cdot 49\,500}{800} \approx 31 \text{ вагон}$$

и восьмиосных

$$n_8 = \frac{0,5 \cdot 49\,500}{1400} \approx 18 \text{ вагонов.}$$

Принимая, что все четырехосные вагоны являются полувагонами длиной 14 м, а восьмиосные цистерны длиной 21 м каждая, найдем в соответствии с выражением (6.11) длину поезда, зная, что длина локомотива 2ТЭ116 — 36 м.

$$l_{п} = 36 + 31 \cdot 14 + 18 \cdot 21 + 10 = 858 \text{ м.}$$

Очевидно, что поезд уместится на станционных путях длиной 1050 м.

Если поезд следует на достаточно большое расстояние, то вполне вероятно ситуация при которой расчетные веса для отдельных перегонов, входящих в участок обращения, могут значительно отличаться друг от друга. Менять локомотивы, чтобы провести поезд одного веса по всему участку, далеко не всегда целесообразно. Поэтому устанавливают унифицированный вес поезда на целое направление для одной и той же серии локомотивов. Унифицированный вес устанавливается по условиям прохождения наиболее трудного участка. Для оценки возможности увеличения унифицированного веса состава обычно строят тонно-километровую диаграмму. Строят тонно-километровую диаграмму (рис. 6.1) следующим образом. Для каждого участка определяют, как

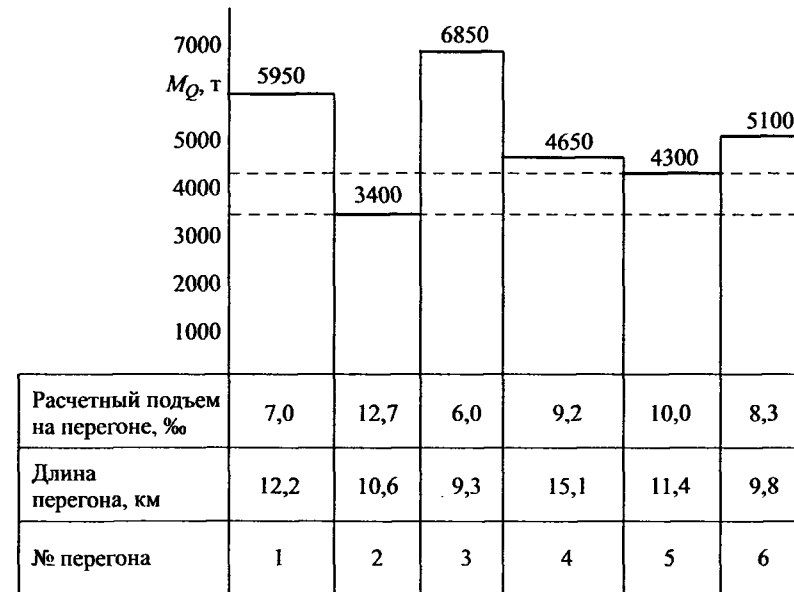


Рис. 6.1. Построение тонно-километровой диаграммы

это было показано выше, расчетный вес состава и, заменяя его соответствующей массой, представляют графически, как это показано на рисунке. По оси абсцисс откладывают участки рассматриваемого полигона тяги. На каждом участке указывают его длину и величину расчетного подъема. А по оси ординат в масштабе откладывают расчетную массу состава для каждого участка. Из диаграммы видно, что состав массой 3400 т, определенный для второго участка может быть проведен выбранным локомотивом по всему полигону. Однако по остальным участкам может быть проведен состав гораздо большей массы. Если, например, на втором перегоне в наиболее трудном для движения поезда месте применить второй локомотив в качестве толкача, то унифицированная масса может быть поднята до 4300 т. Дальнейший анализ тонно-километровой диаграммы и условий движения поезда может подсказать мероприятия, которые позволят поднять унифицированную массу до 4650 т и т.д.

6.2. Подготовка профиля пути для выполнения тяговых расчетов

Продольный профиль железнодорожного пути состоит из отдельных элементов, каждый из которых характеризуется длиной и величиной уклона. В плане железнодорожный путь кроме прямолинейных включает и криволинейные участки, характеризуемые радиусом либо центральным углом и длиной кривой. Влияние продольного профиля и кривизны пути на движение поезда учитывают величиной дополнительного сопротивления движению. Поскольку при производстве тяговых расчетов поезд обычно рассматривают как материальную точку, расчет скорости движения выполняют для каждого элемента профиля в отдельности. При этом считают, что дополнительное сопротивление от уклона при переходе поезда на очередной элемент профиля пути изменяется мгновенно. На самом деле поезд, имеющий вполне определенную длину, может располагаться на нескольких элементах, как это показано на рисунке 6.2. Поэтому целесообразно в расчетах заменить несколько мало отличающихся крутизной элементов одним, длина которого S_c равна сумме длин этих элементов. Такую операцию называют *спрямлением* профиля пути. Следует выполнять спрямление профиля пути таким образом, чтобы механическая работа сил сопро-

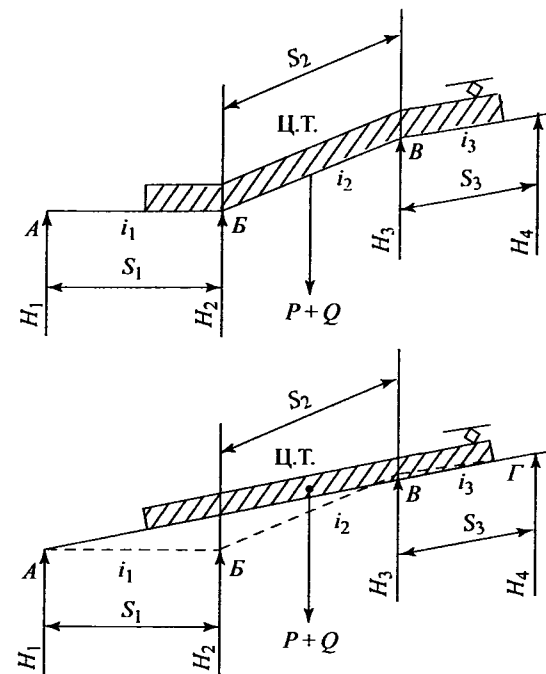


Рис. 6.2. Спрямирование профиля пути

тивления на исходном и спрямленном профилях отличалась как можно меньше.

При движении на исходном профиле пути, состоящем из n элементов, величина работы сил сопротивления определяется как сумма произведений соответствующих сил и длин элементов:

$$A_n = (P + Q) \cdot ((w_{o1} + w_{i1}) \cdot S_1) + (w_{o2} + w_{i2}) \cdot S_2 + \dots + (w_{on} + w_{in}) \cdot S_n, \text{ Дж.} \quad (6.13)$$

Здесь $w_{o1}, w_{o2}, \dots, w_{on}$ — основное удельное сопротивление движению поезда на соответствующем элементе профиля пути, Н/кН; $w_{i1}, w_{i2}, \dots, w_{in}$ — дополнительное удельное сопротивление движению поезда от уклона на соответствующем элементе профиля пути, Н/кН; S_1, S_2, \dots, S_n — длина соответствующего элемента профиля пути, м.

Работа сил сопротивления на спрямленном профиле, Дж:

$$A_c = (P + Q) \cdot (w_{oc} + i'_c) \cdot S_c, \text{ Дж}, \quad (6.14)$$

где w_{oc} — основное удельное сопротивление движению поезда на спрямленном профиле пути, Н/кН; i'_c — уклон элемента спрямленного профиля пути в ‰, численно равный величине удельного дополнительного сопротивления движению поезда от уклона в Н/кН.

Принимая $A_{и} = A_c$ получим:

$$\sum_1^n (P + Q) \cdot (w_{oi} + i_i) \cdot S_i = (P + Q) \cdot (w_{oc} + i'_c) \cdot S_c. \quad (6.15)$$

Допуская, что значения основного удельного сопротивления движению поезда на рассматриваемых элементах исходного и спрямленного профиля пути одинаковы и равны некоторому w_o , можно записать

$$\sum_1^n (w_{oi} + i_i) \cdot S_i = (w_{oc} + i'_c) \cdot S_c, \quad (6.16)$$

или, раскрывая скобки:

$$\sum_1^n w_o \cdot S_i + \sum_1^n i_i \cdot S_i = w_o \cdot S_c + i'_c \cdot S_c. \quad (6.17)$$

Вынося w_o за знак суммы

$$w_o \sum_1^n S_i + \sum_1^n i_i \cdot S_i = w_o \cdot S_c + i'_c \cdot S_c,$$

поскольку $S_c = \sum_1^n S_i$ получим:

$$\sum_1^n i_i \cdot S_i = i'_c \cdot S_c.$$

Откуда

$$i'_c = \frac{\sum_1^n i_i \cdot S_i}{S_c}. \quad (6.18)$$

Допущение о равенстве значений основного удельного сопротивления движению для каждого из элементов профиля пути предполагает равенство скоростей движения на этих элементах. Очевидно, что это не так и погрешность вычислений по спрямленному профилю будет тем больше, чем больше различаются между собой отдельные элементы. Поэтому спрямлять можно только элементы с уклонами одного знака, мало отличающиеся по величине. Для количественной оценки возможности спрямления профиля вводят условие

$$|i'_c - i_i| S_i \leq 2000$$

или

$$S_i \leq \frac{2000}{|i'_c - i_i|} = \frac{2000}{\Delta i}, \quad (6.19)$$

где $\Delta i = |i'_c - i_i|$ — абсолютное значение разности между уклоном спрямленного участка и действительным уклоном одного из спрямляемых элементов.

Это означает, что разность значений механической работы по преодолению удельного сопротивления от уклона спрямленного участка и уклона элемента исходного профиля на длине этого элемента не должна быть больше 2000 Дж на 1 кН веса поезда. Эту проверку выполняют для каждого из элементов исходного профиля, входящих в группу спрямляемых. Если хотя бы один из элементов исходного профиля не удовлетворяет условию (6.19), то необходимо пересмотреть состав спрямляемых элементов. Нельзя объединять элементы исходного профиля пути, на которых расположены остановочные пункты, с прилегающими элементами профиля пути перегонов. Эмпирическая формула (6.19) получена в результате сравнительного анализа опытных данных и результатов расчета скорости движения по спрямленному профилю.

Чтобы при расчете скорости движения поезда учесть влияние кривых, их спрямляют в плане, заменяя фиктивными подъемами. Крутизну фиктивного подъема i'_c принимают такой, чтобы создаваемое им дополнительное сопротивление движению было равно дополнительному сопротивлению от заменяемой кривой. Если на участке, подлежащем спрямлению, располагается несколько кривых, то удельное

дополнительное сопротивление от каждой из них вычисляют в соответствии с эмпирическим выражением:

$$w_r = \frac{700}{R_{кр}}, \text{ Н/кН.} \quad (6.20)$$

Здесь $R_{кр}$ — радиус соответствующей кривой в метрах.

Если длина кривой равна $S_{кр}$, то работа по преодолению удельного сопротивления от этой кривой равна:

$$A_{кр} = w_r \cdot S_{кр}.$$

Разделив эту работу на длину спрямленного элемента S_c , на котором находится кривая, получим значение средней для спрямленного элемента профиля пути силы. Эту силу можно заменить фиктивным подъемом, влияние которого на движение поезда аналогично влиянию кривой

$$i_c'' = \frac{w_r \cdot S_{кр}}{S_c} = \frac{700}{R_{кр}} \cdot \frac{S_{кр}}{S_c}, \text{ ‰.}$$

Если на спрямляемом участке находится несколько кривых, то

$$i_c'' = \frac{700}{S_c} \sum \frac{S_{кр} i}{R_i}. \quad (6.21)$$

Кривые могут быть заданы длиной и центральным углом α_i , задаваемым в градусах. В этом случае, выразив радиус кривой через ее длину и центральный угол, запишем

$$i_c'' = \frac{12,2}{S_c} \sum \alpha_i. \quad (6.22)$$

Следует помнить, что при движении на подъеме знак величины i_c' принимают положительный, а при движении на спуске отрицательный. Значение величины i_c'' всегда положительно, поскольку сила дополнительного сопротивления от кривизны пути всегда увеличивает сопротивление движению поезда.

Окончательно уклон спрямленного участка, на котором расположены кривые, принимают

$$i_c = i_c' + i_c''. \quad (6.23)$$

Величину i_c называют часто приведенным уклоном. Очевидно, что при наличии кривых одни и те же участки спрямленного профиля пути

при движении в противоположных направлениях отличаются не только знаком, но и величиной.

Пример 6.5. Произвести подготовку профиля пути, приведенного в таблице 6.3 для проведения тяговых расчетов.

Таблица 6.3

Расчет спрямления профиля пути

№ элемента	Длина, м	Уклон, ‰	Кривые			S_c , м	i_c' , ‰	i_c'' , ‰	i_c , ‰	2000 / Δi	№ приведенного элемента	Примечание
			$R_{кр}$, м	$S_{кр}$, м	α°							
1	2000	5	—	—	—						1	Станция А
2	1400	2	800	400	—					∞		
3	600	0	—	—	—					1000		
4	1600	3	1000	500	—	4900	2	0,1	2,1	2000	2	
5	800	0	—	—	—					1000		
6	500	4	—	—	—					1000		
7	700	0	1200	—	15					1538		
8	1000	-3	900	300	—	2300	-1,3	0,2	-1,1	1176	3	
9	600	0	—	—	—					1538		
10	4800	-8	1500	700	—	4800	-8	0,1	-7,9		4	
11	2400	0	—	—	—						5	Станция В
12	1000	-10	—	—	—						6	
13	500	0	850	250	—	500	0	0,4	0,4		7	
14	1500	10	—	—	—						8	$i_{ск}$
15	400	0	—	—	—						9	
16	5000	8	1500	—	28	5000	8	0,1	8,1		10	i_p
17	1500	5	—	—	—					3333		
18	300	0	—	—	—	3200	4,4	0,1	4,5	455	11	
19	800	6	—	—	—					1250		
20	600	3	700	250	—					1429		
21	2000	0	—	—	—						12	Станция С

Решение. Анализ профиля пути показывает, что элементы 1, 11 и 21, на которых расположены остановочные пункты, нельзя объединять со смежными элементами.

Поскольку элементы 2—7 одного знака и мало отличаются крутизной, можно попытаться их спрямить. В соответствии с выражением (6.18)

$$i_c' = \frac{2 \cdot 1400 + 0 \cdot 600 + 3 \cdot 1600 + 0 \cdot 800 + 4 \cdot 500 + 0 \cdot 700}{1400 + 600 + 1600 + 800 + 500 + 700} = \frac{9600}{5600} \approx 1,7 \text{ ‰.}$$

Проверим возможность спрямления для каждого элемента исходного профиля пути, для чего воспользуемся условием (6.19)

$$\text{элемент 2: } 1400 < \frac{2000}{|1,7 - 2,0|} = 6667;$$

$$\text{элемент 3: } 600 < \frac{2000}{|1,7 - 0,0|} = 1176;$$

$$\text{элемент 4: } 1600 > \frac{2000}{|1,7 - 3,0|} = 1538.$$

Для четвертого элемента условие (6.19) не выполняется. Поэтому проверка для оставшихся 5, 6, и 7 элементов теряет смысл. Необходимо переосмотреть состав группы спрямляемых элементов.

Выполним расчеты по спрямлению для 2—6 элементов:

$$i'_c = \frac{2 \cdot 1400 + 0 \cdot 600 + 3 \cdot 1600 + 0 \cdot 800 + 4 \cdot 500}{1400 + 600 + 1600 + 800 + 500} = \frac{9600}{4900} \approx 2,0\%.$$

Проверим возможность спрямления:

$$\text{элемент 2: } 1400 < \frac{2000}{|2,0 - 2,0|} = \infty;$$

$$\text{элемент 3: } 600 < \frac{2000}{|2,0 - 0,0|} = 1000;$$

$$\text{элемент 4: } 1600 < \frac{2000}{|2,0 - 3,0|} = 2000;$$

$$\text{элемент 5: } 800 < \frac{2000}{|2,0 - 0,0|} = 1000;$$

$$\text{элемент 6: } 500 < \frac{2000}{|2,0 - 4,0|} = 1000.$$

Условие для всех элементов выполнено, следовательно, спрямление возможно.

На рассматриваемом участке пути в плане расположены две кривые. В соответствии с выражением (6.22) рассчитаем фиктивный подъем от этих кривых:

$$i''_c = \frac{700}{4900} \cdot \left(\frac{400}{800} + \frac{500}{1000} \right) \approx 0,1\%.$$

Приведенный уклон

$$i_c = i'_c + i''_c = 2,0 + 0,1 = 2,1\%.$$

Результаты расчета для рассмотренных и оставшихся элементов исходного профиля занесем в таблицу 6.3.

Расчеты по спрямлению профиля и плана пути, как это видно из примера, достаточно трудоемки. Значительно облегчить и ускорить расчеты позволяет применение персональных компьютеров. Для вычислений, которые могут быть представлены в табличном виде, эффективно применение табличного процессора Microsoft Excel. Пример такого расчета при спрямлении профиля пути приведен на рисунках 6.3 и 6.4. Вычисления организованы в книге Microsoft Excel, названной АРМ-ТР. На листе «Исходный профиль» организован ввод исходного профиля. Вводя в ячейку С2 число, задают вариант участка из ранее введенных. В столбце А, как это показано на рис. 6.3, отмечают элементы, подлежащие спрямлению. Перейдя на лист «Спрямленный» (см. рис. 6.4), наблюдают результаты расчета для отмеченных элементов исходного профиля пути. Если условие (6.19) выполнено (см. столбец L на рис. 6.4), то результаты вычислений фиксируют, переходят на лист «Исходный профиль» и отмечают следующую группу спрямляемых элементов. Поскольку программное обеспечение по спрямлению профиля пути предназначено для использования главным образом в

№	№ элемента	Длина, м	Уклон, ‰	Кривые		
				R, м	Экв. м	α°
10	1	2000	5	-	-	-
11	2	1400	2	800	400	-
12	3	600	0	-	-	-
13	4	1600	3	1000	500	-
14	5	800	0	-	-	-
15	6	500	4	-	-	-
16	7	700	0	1200	-	15
17	8	1000	-3	900	300	-
18	9	600	0	-	-	-
19	10	4800	-8	1500	700	-
20	11	2400	0	-	-	-
21	12	1000	-10	-	-	-
22	13	500	0	850	250	-
23	14	1500	10	-	-	-

Рис. 6.3. Исходный профиль пути

Microsoft Excel - APM-TP.xls

Файл Правка Вид Вставка Формат Сервис Данные Справка

Анализ

H5 =СУММ(C5:C19)

Спрямлённый профиль

№ элемента	Длина, м	Уклон, ‰	Кривые			S ₀ , м	i ₀ ¹ , ‰	i ₀ ² , ‰	i ₀ ³ , ‰	2000/Δl
			R, м	S _{кр} , м	α°					
2	1400	2	800	400	-	4900	2	0,1	2,1	#ДЕЛО!
3	600	0	-	-	-	-	-	-	-	1000
4	1600	3	1000	500	-	-	-	-	-	2000
5	800	0	-	-	-	-	-	-	-	1000
6	500	4	-	-	-	-	-	-	-	1000

Исходный профиль / Спрямлённый / Равнодействующие силы

Рис. 6.4. Вычисления спрямления профиля пути в книге APM-TP

учебных целях, автоматизированы только расчеты. Человек выбирает элементы исходного профиля, подлежащие спрямлению и по результатам расчета принимает решение о возможности спрямления.

6.3. Расчет и построение диаграммы ускоряющих и замедляющих сил

Для построения диаграммы ускоряющих и замедляющих сил, необходимой для выполнения тяговых расчетов, выполняют вычисления, результаты которых сводят в таблицу, приведенную на рис. 6.5. Вычисления обычно выполняют для трех режимов ведения поезда: режима тяги, режима холостого хода (выбега) и режима торможения (служебного и экстренного).

Порядок заполнения таблицы следующий.

Первые два столбца таблицы заполняют параметрами тяговой характеристики локомотива из ПТР. Шаг изменения скорости не должен превышать 10 км/ч. Кроме того, в таблицу необходимо внести значе-

Microsoft Excel - APM-TP.xls

Файл Правка Вид Вставка Формат Сервис Данные Справка

Times New Roman

P25

Таблица - Удельные равнодействующие силы

v, км/ч	Режим тяги						Режим холостого хода				Режим торможения					
	F _т , Н	W _т , Н/кВч	W _т [*] , Н/кВч	W _т ² , Н	W _т ³ , Н	W _т ⁴ , Н	W _х , Н	W _х [*] , Н/кВч	W _х ² , Н	W _х ³ , Н	W _т ^т , Н/кВч	W _т ^т [*] , Н/кВч	W _т ^т ² , Н/кВч			
0	813000	2,03	5156	0,93	32545	57701	755299	12,79	2,55	6477	59022	1,00	0,270	86377	44,49	87,97
5	738000	2,03	5156	0,93	32545	57701	680299	11,52	2,55	6477	59022	1,00	0,227	73,12	37,56	74,19
10	680000	2,03	5156	0,93	32545	57701	622299	10,54	2,55	6477	59022	1,00	0,198	63,78	32,89	64,78
15	639000	2,12	5385	0,97	54805	60190	578810	9,80	2,64	6706	61511	1,04	0,177	57,02	29,55	58,06
19	611200	2,20	5588	1,00	56500	62088	549112	9,30	2,74	6960	63460	1,07	0,165	53,15	27,65	54,22
20	578000	2,22	5639	1,01	57065	62704	515296	8,73	2,76	7010	64075	1,09	0,162	52,18	27,18	53,27
23,4	506000	2,30	5842	1,04	58760	64602	441398	7,48	2,85	7239	65999	1,12	0,154	49,61	25,93	50,73
27,5	441000	2,40	6096	1,08	61020	67116	373884	6,33	2,97	7544	68364	1,16	0,145	46,71	24,52	47,87
35	337000	2,62	6653	1,16	65540	72195	284805	4,82	3,21	8153	73693	1,25	0,123	42,84	22,57	44,09
38	331000	2,71	6853	1,2	67800	74683	256317	4,34	3,32	8433	76233	1,29	0,128	41,23	21,91	42,52
43	288000	2,88	7315	1,27	71755	79070	208930	3,54	3,52	8941	80696	1,37	0,123	39,62	21,18	40,99
50	251000	3,15	8001	1,37	77405	85406	165594	2,80	3,83	9728	87133	1,48	0,116	37,37	20,17	38,85
55	228000	3,36	8534	1,45	81925	90459	137541	2,33	4,06	10312	92237	1,56	0,112	36,08	19,60	37,64
62,5	200000	3,70	9398	1,58	89270	98668	101332	1,72	4,45	11303	100573	1,70	0,106	34,15	18,78	35,85
70	180000	4,07	10338	1,72	97180	107518	72482	1,23	4,89	12421	109601	1,86	0,102	32,86	18,29	34,72
80	156000	4,62	11725	1,94	109610	121945	34655	0,59	5,32	14021	122631	2,09	0,097	31,25	17,72	33,39
90	140000	5,23	13284	2,17	122605	135889	4111	0,07	6,23	13824	138429	2,34	0,093	29,96	17,32	32,30
100	122000	5,90	14986	2,42	136730	151716	-29716	-0,50	7,00	17780	154510	2,62	0,090	28,99	17,12	31,61
23	P, кВт = 2540				α _т = 75	m _т = 88			α _х = 100	Тормозная сила - 100%						
24	α _т = 56900				α _т = 10	m _т = 126			α _х = 0	Тормозная сила - Чугунная						
25	α _т = 0,322				α _т = 15	m _т = 168										

Исходный профиль / Спрямлённый / Равнодействующие силы

Рис. 6.5. Расчет ускоряющих и замедляющих сил, действующих на поезд

ния, соответствующие характерным точкам тяговой характеристики. Такими значениями являются скорость перехода от ограничения по сцеплению (по току) на автоматическую характеристику, расчетная скорость и скорости изменения режима работы тяговых электродвигателей. Так, в таблице на рис. 6.5 приведены данные, принятые по тяговой характеристике тепловоза 2ТЭ10М. Характерными значениями скорости для 15-й позиции контроллера машиниста являются 19 км/ч — скорость выхода на автоматическую характеристику; 23,4 км/ч — расчетная скорость; 38 км/ч — переход от ПП к ОП1; 62,5 км/ч — переход от ОП1 к ОП2; 43 км/ч — переход от ОП2 к ОП1 и 27,5 км/ч — переход от ОП1 к ПП. Для тех значений скорости, при которых возможна работа на двух режимах работы тяговых электродвигателей, принимают среднее значение силы тяги. Например, при 15-й позиции контроллера машиниста на скорости движения поезда v = 50 км/ч возможна работа тяговых электродвигателей на ОП1 или ОП2. При ОП1 сила тяги F_к = 125 000 Н, а при ОП2 F_к = 126 000 Н. В таблицу следует записать F_к = 125 500 Н. В третьем и четвертом столбцах помещают значения

основного удельного и полного сопротивления движению локомотива при движении в режиме тяги. Основное удельное сопротивление движению локомотивов вычисляют по эмпирическим формулам, приведенным в таблице 3.2.

Основное сопротивление движению локомотива определяется по формуле

$$W'_0 = w'_0 \cdot P.$$

Для вычисления основного удельного сопротивления движению состава предварительно рассчитывают основное удельное сопротивление движению каждой из входящих в состав групп вагонов. Вычисления выполняют по формулам, приведенным в табл. 3.2.

Если состав включает вагоны разных типов, то основное удельное сопротивление его движению определяют как средневзвешенное

$$w''_0 = \alpha_4 w''_{04} + \alpha_6 w''_{06} + \alpha_8 w''_{08}, \quad (6.24)$$

где $\alpha_4, \alpha_6, \alpha_8$ — соответственно доля четырех, шести или восьмиосных вагонов в общем весе состава. Вагоны, из которых сформирован состав поезда, можно разделить на группы не только по количеству осей в вагоне, но и по другим признакам, например по осевой нагрузке. Тогда число слагаемых в формуле (6.24) вырастет, но всегда при этом $\sum \alpha_i = 1$ (i — номер группы однотипных вагонов).

Вес, приходящийся на ось, для каждого типа вагонов принимают как среднюю величину. Например, для четырехосных вагонов

$$q_{04} = \frac{M_{Q4}}{4n_4}.$$

Здесь M_{Q4} — суммарный вес всех четырехосных вагонов, кН; $4n_4$ — общее число осей всех четырехосных вагонов (n_4), входящих в состав.

Основное сопротивление движению состава

$$W''_0 = w''_0 \cdot Q.$$

Столбцы 7—9 таблицы (см. рис. 6.5) заполняют, выполняя вычисления в соответствии с выражениями

$$W_0 = W'_0 + W''_0, \quad F_k - W_0, \quad f_k - w_0 = \frac{F_k - W_0}{P + Q}.$$

Таким образом, в 9-м столбце таблицы (см. рис. 6.5) записывают значения равнодействующей сил, приходящейся на единицу веса поезда при движении локомотива в режиме тяги на максимальной позиции контроллера машиниста.

Затем выполняют расчеты и заполняют столбцы 10—13 для режима холостого хода (выбега).

В столбце 10 таблицы помещают значения основного удельного сопротивления движению локомотива на холостом ходу, которое вычисляют по формулам, приведенным в табл. 3.2.

В одиннадцатом столбце таблицы записывают значения основного сопротивления движению локомотива на холостом ходу $W'_x = w'_x \cdot P$. В двенадцатом — значение основного сопротивления движению поезда на холостом ходу $W''_{ox} = W'_x + W''_0$, а в тринадцатом — значение основного удельного сопротивления движению поезда на холостом ходу:

$$w''_{ox} = \frac{W''_{ox}}{P + Q}.$$

Прежде чем перейти к расчету и заполнению столбцов 14—17 таблицы, соответствующих режиму торможения определяют значение расчетного тормозного коэффициента

$$\vartheta_p = \frac{\sum K_p}{Q + P}. \quad (6.25)$$

Суммарное расчетное нажатие тормозных колодок вычисляют по числу вагонов каждого вида (n_4, n_6, n_8), входящих в состав поезда, числу осей локомотива заданной серии (n_l) и расчетному нажатию на одну тормозную ось для каждого вида вагонов и локомотива

$$\sum K_p = n_l K_{pl} + 4n_4 K_{p4} + 6n_6 K_{p6} + 8n_8 K_{p8}. \quad (6.26)$$

Если не все оси в составе тормозные, то это следует учитывать при вычислении суммарного нажатия тормозных колодок. С этой целью суммарное тормозное нажатие для состава ($4n_4 K_{p4} + 6n_6 K_{p6} + 8n_8 K_{p8}$) умножают на коэффициент, равный доле тормозных осей в составе. Если доля тормозных осей задана для каждого типа вагонов, то соответствующие коэффициенты умножают на каждое из слагаемых в выражении (6.26).

**Расчетные силы нажатия тормозных колодок вагонов
в пересчете на чугунные**

Тип вагона	Расчетное нажатие тормозных колодок, кН/ось
Цельнометаллические пассажирские вагоны с массой тары: 53 т и более	100
48 т и более, но менее 53 т	90
42 т и более, но менее 48 т	80
Цельнометаллические пассажирские вагоны ВЛ-РИЦ с тормозом КЕ и чугунными тормозными колодками: на пассажирском режиме	100
на скоростном режиме	150
Цельнометаллические пассажирские вагоны габарита РИЦ на тележках ТВЗ-ЦНИИ «М» с тормозом КЕ и композиционными тормозными колодками (в пересчете на чугунные колодки): на пассажирском режиме	100
на скоростном режиме	130
Пассажирские вагоны длиной 20,2 м и менее	90
Остальные вагоны пассажирского парка	65
Грузовые вагоны, оборудованные чугунными колодками, на режиме:	
груженом	70
среднем	50
порожнем	35
Грузовые вагоны, оборудованные композиционными колодка- ми (в пересчете на чугунные колодки), на режиме:	
груженом	85
среднем	70
порожнем	35
Четырехосные изотермические и багажные цельнометалличе- ские с односторонним торможением	60
Вагоны рефрижераторного подвижного состава с чугунными тормозными колодками на режиме:	
груженом	90
среднем	60
порожнем	35
Вагоны рефрижераторного подвижного состава с композици- онными тормозными колодками (в пересчете на чугунные колодки) на режиме:	
среднем	70
порожнем	45

При расчетах тормозной силы для грузовых поездов, движущихся на участках со спусками до 20‰, Правилами тяговых расчетов рекомендуется не принимать в расчет пневматические тормоза локомотива и его вес. Иначе говоря, в формуле (6.25) можно исключить P , а в формуле (6.26) исключают слагаемое $n_{дл} K_{рл}$.

Значения расчетного нажатия на одну тормозную ось для отдельных групп вагонов принимают по таблицам 6.4 и 6.6, а для локомотивов (при необходимости) по таблице 6.5.

При чугунных тормозных колодках тормоза грузовых вагонов включают на порожний режим, если полезная загрузка на одну ось не превышает 30 кН, на средний — если полезная загрузка на одну ось не превышает 60 кН, на груженный — при полезной загрузке более 60 кН.

Тормоза рефрижераторных вагонов, оборудованных чугунными колодками, включают на средний режим при полезной загрузке до 30 кН/ось, а на груженный режим при большей полезной загрузке.

В четырнадцатом столбце таблицы записывают значения расчетного коэффициента трения колодки $\phi_{кр}$, которые рассчитывают для значений скорости, приведенных в первом столбце по следующим формулам:

для стандартных чугунных колодок

$$\phi_{кр} = 0,27 \frac{v + 100}{5v + 100}; \quad (6.27)$$

для чугунных колодок с повышенным содержанием фосфора

$$\phi_{кр} = 0,30 \frac{v + 100}{5v + 100}; \quad (6.28)$$

для чугунных колодок из высокофосфористого чугуна (3%)

$$\phi_{кр} = 0,675 \frac{v + 100}{5v + 100}; \quad (6.29)$$

для композиционных колодок из материала 8-1-66

$$\phi_{кр} = 0,36 \frac{v + 150}{2v + 150}; \quad (6.30)$$

для композиционных колодок из материала 328-303

$$\phi_{кр} = 0,36 \frac{v + 150}{2,6v + 150}. \quad (6.31)$$

Таблица 6.5

Расчетные силы нажатия чугунных тормозных колодок
локомотивов, дизель- и электропоездов

Серия локомотивов	Расчетное нажатие тормозных колодок, кН/ось	
	груженный режим	порожний режим
ТЕПЛОВОЗЫ		
ТЭ1, ТЭП60, 2ТЭП60, 2ТЭ10В(М,У), 3ТЭ10М, 4ТЭ10С, 2ТЭ116, ТЭП70, ТЭП75, ТЭП80, 2ТЭ121, 4ТЭ10С, 2М62, 2М62У, 3М62У	120	50
ТЭП10, ТЭ7	115	—
ТЭМ7, ТЭМ7А	130	55
ТЭ2, ТГ102	90	40
ЧМЭ3, ЧМЭ3 ^г , ЧМЭ3 ^з , ТЭМ2УМ, ТЭМ2У, ТЭМ16, ТЭМ17, ТЭМ18, ТЭМ2А	110	50
ТГ21, ТГ22	140	50
ТГМ3А	80	40
Остальные серии тепловозов	100	50
ЭЛЕКТРОВОЗЫ		
ЧС1, ЧС3	140	—
ЧС2, ЧС2 ^г , ЧС4, ЧС4 ^г , ЧС6, ЧС7, ЧС8, ЧС200: скоростной режим	160	—
то же при скоростях менее 60 км/ч и пассажир- ском режиме	120	—
ВЛ80, ВЛ80 ^к , ВЛ80 ^г , ВЛ80 ^б , ВЛ80 ^п , ВЛ82, ВЛ82 ^м , ВЛ85, ВЛ10, ВЛ10 ^у , ВЛ11, ВЛ11 ^м , ВЛ15, ВЛ65, Э13	140	60
ВЛ23, ВЛ60 всех индексов	110	50
ЭП1 на скоростном режиме	180	—
ЭП1 на скоростном режиме при скоростях менее 55 км/ч и пассажирском режиме	140	—
Остальные серии электровозов	100	50
ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА		
Серии Д, моторный вагон	120	—
Серии Д, прицепной вагон	90	—
Серии ДР1, Д1, ДР1П, ДР1А, моторный вагон	100	—
Серии ДР1, Д1, ДР1П, ДР1А, прицепной вагон	80	—
Серии ДЛ2, тяговая секция	150	—
Серии ДЛ2, прицепной вагон	90	—
ЭЛЕКТРОПОЕЗДА		
Моторные вагоны (кроме ЭД9Т)	100	—
Моторные вагоны ЭД9Т	120	—
Прицепные и головные вагоны	90	—
Моторный и головной вагоны ЭР200	150	—

Таблица 6.6

Расчетные силы нажатия композиционных
тормозных колодок вагонов

Тип вагона	Расчетное нажатие тормозных колодок, кН/ось
Пассажирские вагоны с массой тары:	
53 т и более	45
48 т и более, но менее 53 т	40
42 т и более, но менее 48 т	35
Грузовые вагоны на режиме:	
груженом	42,5
среднем	30
порожнем	17,5
Рефрижераторные вагоны-холодильники:	
с передаточным числом рычажной передачи 5,3 на режиме:	
груженом	45
среднем	35
порожнем	20
с передаточным числом рычажной передачи 10 на режиме:	
среднем	47,5
порожнем	30

В пятнадцатом столбце таблицы записывают значения удельной тормозной силы, вычисленные по формуле

$$b_T = 1000 \vartheta_p \Phi_{кр} \quad (6.32)$$

В шестнадцатом столбце записывают значение равнодействующей сил, приложенных к поезду на режиме служебного торможения для грузовых поездов:

$$r = w_{ох} + 0,5b_T \quad (6.33, a)$$

и для пассажирских поездов:

$$r = w_{ох} + 0,6b_T, \quad (6.33, б)$$

а в семнадцатом для экстренного торможения:

$$r = w_{ох} + b_T. \quad (6.34)$$

Так же, как и при спрямлении профиля пути, эти расчеты удобно выполнять в среде Microsoft Excel. Пример организации вычислений

приведен на рис. 6.5. Для расчета необходимо заполнить первые два столбца таблицы данными из тяговой характеристики локомотива и ввести исходные данные, помещенные на рис. 6.5 под таблицей. Таблица заполняется результатами расчета, появляющимися по мере ввода исходных данных. Если предварительно подготовить базу данных о локомотивах, то и процесс ввода тяговой характеристики локомотива может быть автоматизирован.

По результатам вычислений, приведенным в таблице на рис. 6.5, строят диаграмму ускоряющих и замедляющих сил, действующих на поезд (рис. 6.6). Эта диаграмма верна только для исходных данных, принятых при ее расчете и построении. При изменении характеристик состава или при построении диаграммы для движения в режиме тяги на промежуточных позициях контроллера машиниста необходимо выполнить расчеты для новых исходных данных. В то же время, для использования диаграммы при движении на элементах профиля пути с уклонами, отличными от нуля, достаточно перенести начало координат влево для подъемов или вправо для спусков на число единиц, равное уклону в промилле. Диаграмма ускоряющих и замедляющих сил позволяет анализировать характер движения поезда, для которого она построена. Зная, что скорость движения поезда всегда стремится к равновесной, достаточно по уклону профиля пути и режиму движения найти значение равновесной скорости и сравнить его с текущим значением скорости движения.

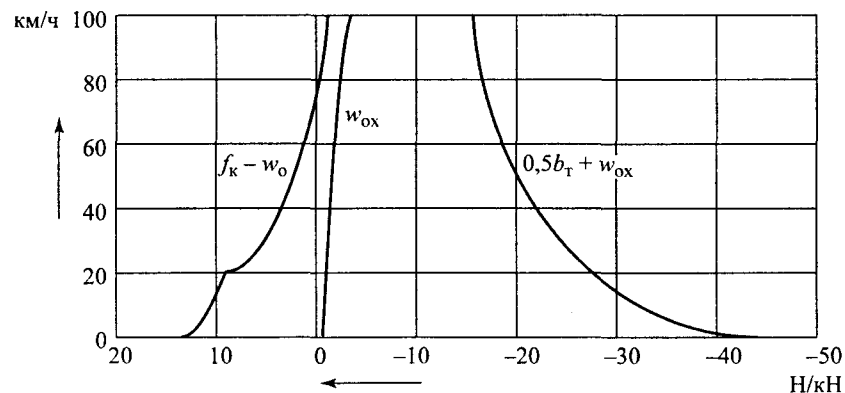


Рис. 6.6. Диаграмма ускоряющих и замедляющих сил, действующих на поезд

6.4. Решение тормозных задач

Для обеспечения безопасности движения поездов важнейшее значение имеет возможность ограничения скорости движения или остановки поезда, выполняемой в штатной или экстраординарной ситуации. А это значит, что при необходимости остановки или ограничения скорости движения должна быть обеспечена эффективность действия тормозов поезда.

Практика эксплуатации подвижного состава поставила задачи, связанные с торможением поездов. С одной стороны, это задача определения тормозных средств, которые могут обеспечить снижение скорости движения или полную остановку поезда на требуемом расстоянии. А с другой стороны, это задача определения расстояния, на котором заданный поезд с известными тормозными средствами может остановиться или снизить скорость движения до заданного значения. Названные задачи называют тормозными задачами. Для решения этих задач можно применить рассмотренные нами выше методы решения уравнения движения поезда (см. п. 5.4).

Условимся в соответствии с [10] под термином «*тормозной путь*» понимать расстояние, которое проходит поезд от момента поворота ручки крана машиниста или стоп-крана в тормозное положение до полной остановки поезда. После поворота ручки крана машиниста в тормозное положение проходит некоторое время, прежде чем тормозные колодки соприкоснутся с колесами (тормозными дисками). В силу инерционности тормозной системы, включающей тормозную магистраль, воздухораспределители и рычажную передачу, нарастание тормозной силы до установившегося значения в разных вагонах происходит не одновременно. В расчетах обычно этой инерционностью пренебрегают и считают, что тормозная сила мгновенно вырастает до своего установившегося значения через некоторый отрезок времени $t_{п}$ после поворота крана машиниста в тормозное положение. Этот временной отрезок называют *временем подготовки тормозов к действию*. Расстояние $S_{п}$, которое поезд проходит за время подготовки тормозов к действию, называют *подготовительным тормозным путем*. Расстояние $S_{д}$, которое поезд проходит с прижатыми тормозными колодками, называют *действительным тормозным путем*. Таким образом, тормозной путь S_T

складывается из подготовительного и действительного тормозных путей

$$S_T = S_{\Pi} + S_D. \quad (6.35)$$

Допустив, что поезд проходит путь подготовки тормозов к действию с постоянной скоростью, найдем его значение

$$S_{\Pi} = 1000v_0 \frac{t_{\Pi}}{3600} \approx 0,278 v_0 t_{\Pi}, \text{ м.} \quad (6.36)$$

Здесь v_0 — скорость поезда в момент начала торможения, км/ч; t_{Π} — время подготовки тормозов к действию, с.

Экспериментально установлено, что время подготовки тормозов к действию изменяется в зависимости от длины состава. Для расчетов принимают значения t_{Π} , приведенные в таблице 6.7.

Учитывая, что в действительности скорость движения поезда за время подготовки тормозов не остается неизменной, вводится поправка, определяемая величиной и знаком уклона, а также величиной тормозной силы. С учетом поправки время подготовки тормозов к действию определяют по формулам:

для грузовых составов длиной 200 осей и менее при автоматических тормозах и для одиночно следующих грузовых локомотивов

$$t_{\Pi} = 7 - \frac{10i_c}{1000\vartheta_p \varphi_{кр}}; \quad (6.37)$$

Таблица 6.7

Определение времени подготовки тормозов к действию

Длина состава и вид тормозов	t_{Π} , с
Грузовые составы длиной 200 осей и менее при автоматических тормозах или одиночно следующие грузовые локомотивы	7
Грузовые составы длиной от 200 до 300 осей при автоматических тормозах	10
Грузовые составы длиной более 300 осей при автоматических тормозах	12
Пассажирские поезда при электропневматических тормозах	2

для грузовых составов длиной более 200 осей (до 300 осей) при автоматических тормозах

$$t_{\Pi} = 10 - \frac{15i_c}{1000\vartheta_p \varphi_{кр}}; \quad (6.38)$$

для грузовых составов длиной более 300 осей при автоматических тормозах

$$t_{\Pi} = 12 - \frac{18i_c}{1000\vartheta_p \varphi_{кр}}; \quad (6.39)$$

для пассажирских поездов при пневматических тормозах и для одиночно следующих пассажирских локомотивов

$$t_{\Pi} = 4 - \frac{5i_c}{1000\vartheta_p \varphi_{кр}}; \quad (6.40)$$

для пассажирских поездов при электропневматических тормозах

$$t_{\Pi} = 2 - \frac{3i_c}{1000\vartheta_p \varphi_{кр}}. \quad (6.41)$$

В формулах для вычисления времени подготовки тормозов i_c — приведенный уклон, ‰; ϑ_p — расчетный тормозной коэффициент поезда, принятый для случая экстренного торможения; $\varphi_{кр}$ — расчетный коэффициент трения тормозной колодки.

При ручных тормозах принимают $t_{\Pi} = 60$ с.

При срабатывании автостопа время подготовки автоматических тормозов, рассчитанное по одной из приведенных выше формул, увеличивают на 14 с.

Процесс торможения поезда определяется длиной тормозного пути S_T , начальной v_0 и конечной v_k скоростью торможения, уклоном пути i и тормозными средствами поезда, определяемыми расчетным тормозным коэффициентом ϑ_p . К нахождению одной из этих величин по известным остальным и сводится решение тормозных задач, которые условно можно разделить на две группы.

К первой группе относят задачи, для которых известны тормозные средства поезда, а определить необходимо одну из трех величин: тормозной путь, начальную или конечную скорость торможения.

Ко второй группе относят задачи, для которых тормозные средства поезда следует определить по известным значениям тормозного пути, начальной и конечной скорости торможения.

Рассмотрим задачу определения тормозного пути, относящуюся к первой группе тормозных задач. Для нахождения длины тормозного пути необходимо решить уравнение движения поезда для режима торможения. Решать можно одним из рассмотренных выше (см. 5.4) способов. В любом случае сначала необходимо найти путь подготовки тормозов, используя формулы (6.37—6.41). Затем, интегрируя уравнение движения поезда, находят действительный тормозной путь.

При аналитическом интегрировании уравнения движения поезда весь диапазон изменения скорости от начальной до конечной разбивают на интервалы. Для каждого из интервалов изменения скорости в соответствии с выражением (5.7) находят путь, который проходит поезд. Суммарное значение действительного тормозного пути

$$S_{\text{д}} = \sum \frac{500(v_{ki}^2 - v_{hi}^2)}{\zeta r_{\text{ср}i}}, \text{ м.} \quad (6.42)$$

Здесь v_{hi} , v_{ki} — значения начальной и конечной скорости движения поезда на рассматриваемом i -м интервале, км/ч; $r_{\text{ср}i}$ — среднее на i -м интервале изменения скорости значение удельной равнодействующей сил, приложенных к поезду, Н/кН.

Среднее на i -м интервале изменения скорости значение удельной равнодействующей сил, приложенных к поезду, определяют в соответствии с выражением

$$r_{\text{ср}i} = - \frac{Pw'_0(v_{\text{ср}i}) + Qw''_0(v_{\text{ср}i})}{P + Q} - b_{\text{т}}(v_{\text{ср}i}) - i_i. \quad (6.43)$$

Графическое определение длины тормозного пути. В прямоугольных координатах (рис. 6.7), выбрав масштабы, удовлетворяющие условию (5.11), строим диаграмму замедляющих сил для режима торможения и рядом откладываем по оси абсцисс расстояние, равное пути подготовки тормозов $S_{\text{п}}$, вычисленное в соответствии с выражением (6.36). На уровне скорости начала торможения $v_{\text{н}}$ проводим горизонтальную линию, соответствующую постоянной скорости в преде-

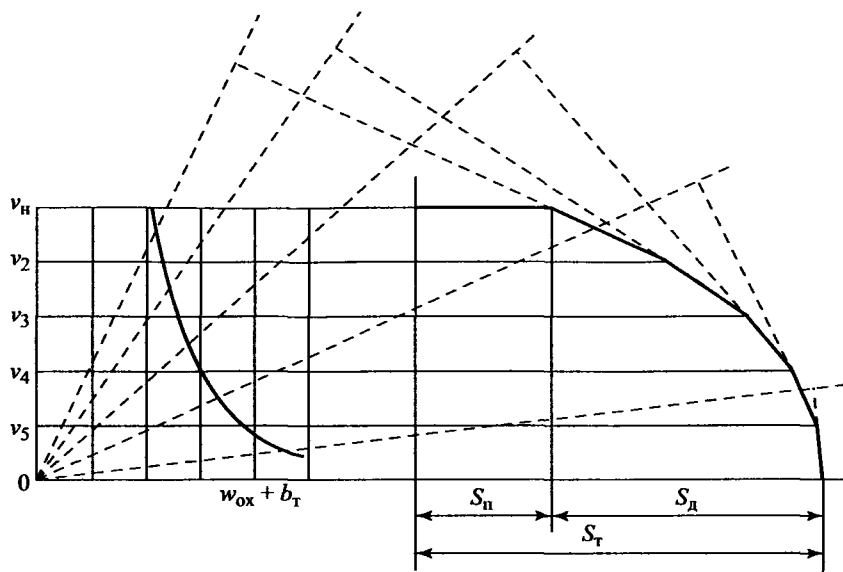


Рис. 6.7. Графический способ определения тормозного пути поезда

лах пути подготовки тормозов. Затем, разбив весь диапазон изменения скорости от $v_{\text{н}}$ до нуля на интервалы не более 10 км/ч строим способом Липеца кривую скорости от координаты окончания пути подготовки тормозов и до точки, в которой значение скорости становится равным 0. Расстояние $S_{\text{т}}$ и является искомой длиной тормозного пути.

Рассмотрим на примерах решение различных задач, относящихся к первой группе тормозных задач.

Пример 6.6. Определить длину тормозного пути грузового поезда весом $Q = 49\ 800$ кН, состоящего из четырехосных вагонов на роликовых подшипниках, движущегося по звеньевому пути на спуске $i = -5\%$, начинающего экстренное торможение при скорости 70 км/ч. Средняя осевая нагрузка вагонов $q_0 = 150$ кН/ось. Тормозные колодки чугунные. Все оси тормозные. Весом и тормозными средствами локомотива пренебречь.

Решение. Полный тормозной путь складывается из пути подготовки тормозов и действительного тормозного пути.

Чтобы вычислить путь подготовки тормозов по формуле (6.36), необходимо найти время подготовки тормозов $t_{\text{п}}$ в соответствии с одним из выраже-

ний (6.37 — 6.41). Чтобы выбрать расчетное выражение найдем число осей в составе

$$n_{oc} = \frac{Q}{q_o} = \frac{49800}{150} = 332 \text{ оси.}$$

Значение расчетного тормозного коэффициента при расчетном нажатии чугунных колодок на груженом режиме $k_p = 70 \text{ кН/ось}$ [6.1]

$$\vartheta_p = \frac{n_{oc} K_p}{Q} = \frac{332 \cdot 70}{49800} \approx 0,467.$$

Значение расчетного коэффициента трения чугунных тормозных колодок о колесо при скорости $v = 70 \text{ км/ч}$

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{v + 100}{5v + 100} = 0,27 \frac{70 + 100}{5 \cdot 70 + 100} \approx 0,102.$$

Поскольку $n_{oc} = 332 > 300$, время подготовки тормозов по формуле (6.39)

$$t_{II} = 12 - \frac{18i_c}{1000\vartheta_p \varphi_{кр}} = 12 - \frac{18 \cdot (-5)}{1000 \cdot 0,467 \cdot 0,102} \approx 13,9 \text{ с,}$$

а путь подготовки тормозов

$$S_{II} = 0,278 v_o t_{II} = 0,278 \cdot 70 \cdot 13,9 \approx 270,5 \text{ м.}$$

Действительный тормозной путь вычислим по формуле (6.42) последовательно для каждого из интервалов изменения скорости, равных 10 км/ч .

Определим среднее значение удельной замедляющей силы при снижении скорости движения от 70 до 60 км/ч . Для этого найдем основное удельное сопротивление и удельную тормозную силу для средней на рассматриваемом интервале скорости движения $v = 65 \text{ км/ч}$:

$$w_o^* = 0,7 + \frac{80 + v + 0,025v^2}{q_o} = 0,7 + \frac{80 + 65 + 0,025 \cdot 65^2}{150} \approx 2,37 \text{ Н/кН};$$

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{v + 100}{5v + 100} = 0,27 \frac{65 + 100}{5 \cdot 65 + 100} \approx 0,105;$$

$$b_T = 1000 \vartheta_p \varphi_{кр} = 1000 \cdot 0,467 \cdot 0,105 \approx 49,04 \text{ Н/кН}$$

Откуда

$$r_{cp(v=65)} = -w_o^*(65) - w_i - b_T(65) = -2,37 + 5 - 49,04 = -46,41 \text{ Н/кН.}$$

При снижении скорости движения от 70 до 60 км/ч поезд пройдет расстояние

$$S_d = \frac{500(v_{ki}^2 - v_{ni}^2)}{\zeta r_{v_{спi}}} = \frac{500 \cdot (60^2 - 70^2)}{120 \cdot (-46,41)} \approx 116,7 \text{ м.}$$

Сведем расчеты в таблицу 6.8.

Таблица 6.8

Расчет полного тормозного пути

v_1 , км/ч	v_2 , км/ч	$v_{сп}$, км/ч	$\varphi_{кр}$	b_T , Н/кН	w_o^* , Н/кН	$r_{сп}$, Н/кН	S_p , м	ΣS_p , м
70	60	65	0,105	49,04	2,37	-46,41	116,7	116,7
60	50	55	0,112	52,30	2,10	-49,04	92,8	209,5
50	40	45	0,120	56,04	1,87	-52,91	70,9	280,4
40	30	35	0,133	62,11	1,67	-58,78	49,6	330,0
30	20	25	0,150	70,05	1,50	-66,55	31,3	361,3
20	10	15	0,177	82,66	1,37	-79,03	15,8	377,1
10	0	5	0,227	106,01	1,27	-102,28	4,1	381,2

Таким образом, действительный путь торможения $S_d = 381,2 \text{ м}$, а полный тормозной путь

$$S_T = S_{II} + S_d = 270,5 + 381,2 = 651,7 \text{ м.}$$

Пример 6.7. Определить наибольшую скорость, с которой поезд из примера 6.6 должен двигаться, чтобы при экстренном торможении остановиться на расстоянии не более 600 м .

Решение. Допустим, что путь подготовки тормозов зависит только от скорости движения и изменяется линейно. Тогда найдем две точки, которые определяют эту прямую. Первая точка соответствует скорости $v = 0 \text{ км/ч}$. При этом путь подготовки тормозов $S_{II} = 0,278 v_o t_{II} = 0 \text{ м}$.

Вторую точку возьмем для скорости $v = 100 \text{ км/ч}$.

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{v + 100}{5v + 100} = 0,27 \frac{100 + 100}{5 \cdot 100 + 100} = 0,09;$$

$$t_{II} = 12 - \frac{18i_c}{1000\vartheta_p \varphi_{кр}} = 12 - \frac{18 \cdot (-5)}{1000 \cdot 0,467 \cdot 0,09} \approx 14,1 \text{ с;}$$

$$S_{II} = 0,278 v_o t_{II} = 0,278 \cdot 100 \cdot 14,1 = 392 \text{ м.}$$

Проводим по двум точкам линию l на рис. 6.8.

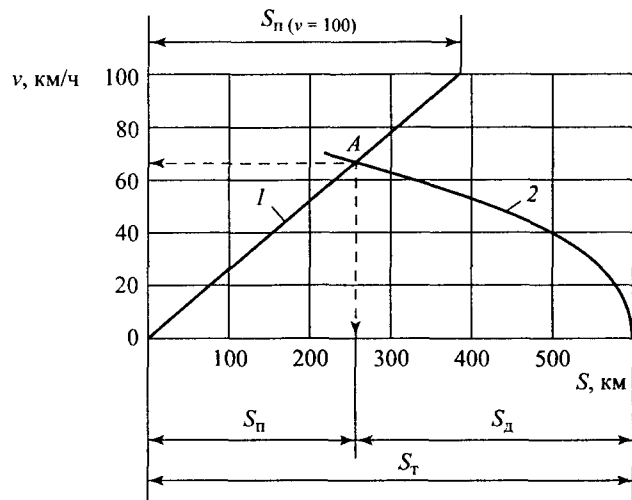


Рис. 6.8. Графический метод определения пути подготовки тормозов к действию $S_{п}$ и действительного тормозного пути $S_{д}$

Затем из точки на оси абсцисс, соответствующей расстоянию 600 м, в обратном направлении последовательно от $v=0$ км/ч до пересечения с линией 1 строим кривую скорости 2, соответствующую режиму экстренного торможения. Построение можно выполнить графическим методом Липеца либо по результатам аналитического, либо численного интегрирования уравнения движения поезда. Точка A пересечения линий 1 и 2 соответствует началу отсчета действительного тормозного пути $S_{д}$ и скорости начала торможения $v \approx 66$ км/ч.

Таким образом, если рассмотренный выше поезд на спуске крутизной 5‰ начнет экстренное торможение при скорости $v \approx 66$ км/ч, то, пройдя путь подготовки тормозов $S_{п} \approx 260$ м и действительный тормозной путь $S_{д} \approx 340$ м, он остановится на расстоянии 600 м от места поворота ручки крана машиниста в тормозное положение. При скорости начала торможения большей, чем скорость в точке A на рис. 6.8, тормозной путь будет больше 600 м.

На практике часто требуется для любого спуска на рассматриваемом участке определить предельно допустимое значение скорости движения поезда, при котором длина тормозного пути не превысит некоторое заданное значение. Иначе говоря, требуется определить ограничение скорости по тормозным средствам для любого из спусков на рассматриваемом участке. В этом случае обычно решают задачу, ана-

логичную рассмотренной в примере 6.7, но для трех значений уклона. В качестве этих уклонов принимают прямой горизонтальный участок пути ($i=0$), наибольший спуск и средний по величине уклона спуск. По полученным трем значениям скорости строят графическую зависимость $v_{доп}(i)$. Пользуясь этой графической зависимостью, находят ограничение допустимой скорости движения поезда по тормозам для любого, встречающегося на рассматриваемом участке спуска.

Пример 6.8. Определить ограничение скорости движения поезда по тормозам на участке, где наибольший спуск $i=-12\%$. Длина тормозного пути 1200 м. Вес состава $Q=44\,500$ кН. В составе 52 четырехосных вагона. Тормозные колодки стандартные чугунные. Диаграмма удельных замедляющих сил для режима экстренного торможения приведена на рис. 6.9.

Решение. Количество осей в составе

$$n_{ос} = 52 \cdot 4 = 208 \text{ осей.}$$

Значение расчетного тормозного коэффициента при $K_p = 70$ кН/ос

$$\vartheta_p = \frac{n_{ос} K_p}{Q} = \frac{208 \cdot 70}{44\,500} \approx 0,33.$$

Рассчитаем длину пути подготовки тормозов для уклонов 0‰, -6‰ и -12‰. Принимая для $v=100$ км/ч $\varphi_{кр} = 0,09$ (см. пример 6.7), время подготовки тормозов определим по формуле (6.38):

$$\text{для } i=0\% \quad t_{п} = 10 - \frac{15i_c}{1000\vartheta_p \varphi_{кр}} = 10 - \frac{15 \cdot 0}{1000 \cdot 0,33 \cdot 0,09} = 10 \text{ с;}$$

$$\text{для } i=-6\% \quad t_{п} = 10 - \frac{15i_c}{1000\vartheta_p \varphi_{кр}} = 10 - \frac{15 \cdot (-6)}{1000 \cdot 0,33 \cdot 0,09} = 13,03 \text{ с;}$$

$$\text{для } i=-12\% \quad t_{п} = 10 - \frac{15i_c}{1000\vartheta_p \varphi_{кр}} = 10 - \frac{15 \cdot (-12)}{1000 \cdot 0,33 \cdot 0,09} = 16,06 \text{ с.}$$

Значения пути подготовки тормозов по формуле (6.36):

$$\text{для } i=0\% \quad S_{п} = 0,278 v_o t_{п} = 0,278 \cdot 100 \cdot 10 \approx 278 \text{ м;}$$

$$\text{для } i=-6\% \quad S_{п} = 0,278 v_o t_{п} = 0,278 \cdot 100 \cdot 13,03 \approx 362 \text{ м;}$$

$$\text{для } i=-12\% \quad S_{п} = 0,278 v_o t_{п} = 0,278 \cdot 100 \cdot 16,06 \approx 446 \text{ м.}$$

Эти значения отложим по горизонтали на уровне, соответствующем скорости $v=100$ км/ч. Соединим полученные точки с началом координат, по-

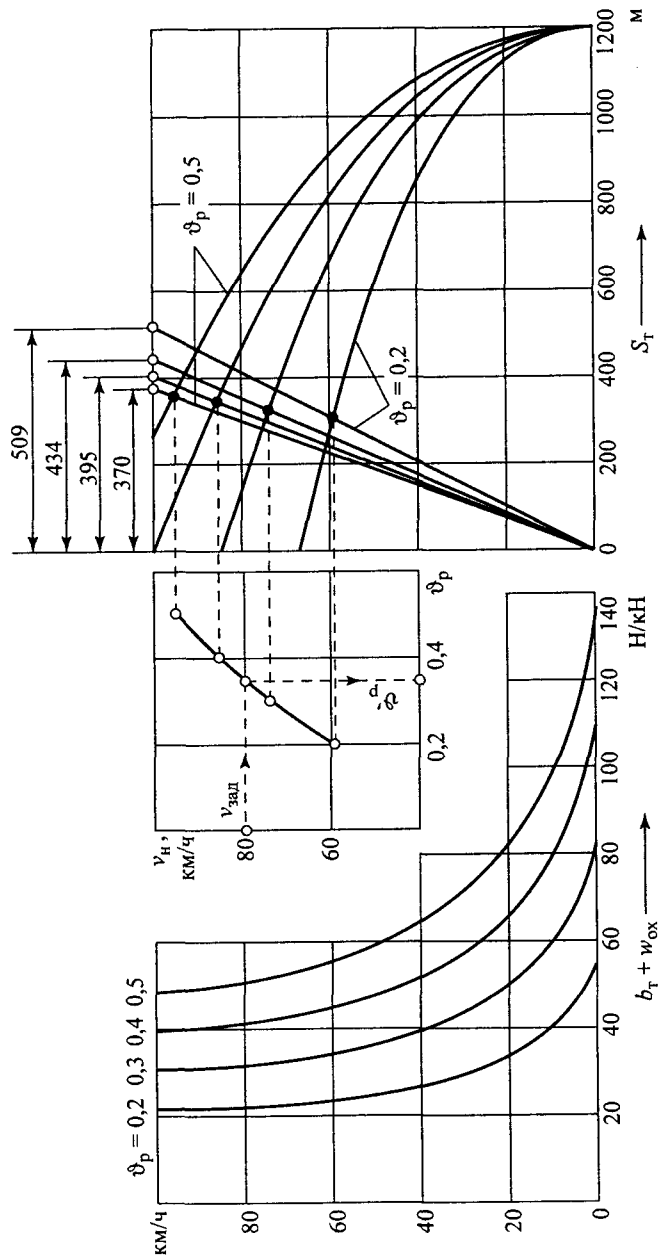


Рис. 6.10. Примеры решения тормозных задач графическим способом

Таблица 6.9

Расчет удельных замедляющих сил $b_T + w_{ox}$

v , км/ч	w_{ox} , Н/кН	$\Phi_{кр}$	$\vartheta_{p1} = 0,2$		$\vartheta_{p1} = 0,3$		$\vartheta_{p1} = 0,4$		$\vartheta_{p1} = 0,5$	
			b_T , Н/кН	$b_T + w_{ox}$, Н/кН	b_T , Н/кН	$b_T + w_{ox}$, Н/кН	b_T , Н/кН	$b_T + w_{ox}$, Н/кН	b_T , Н/кН	$b_T + w_{ox}$, Н/кН
0	1,05	0,270	54,00	55,05	81,00	82,05	108,00	109,05	135,00	136,05
10	1,05	0,198	39,60	40,65	59,40	60,45	79,20	80,25	99,00	100,05
20	1,15	0,162	32,40	33,55	48,60	49,75	64,80	65,95	81,00	82,15
30	1,30	0,140	28,00	29,30	42,00	43,30	56,00	57,30	70,00	71,30
40	1,47	0,126	25,20	26,67	37,80	39,27	50,40	51,87	63,00	64,47
50	1,68	0,116	23,20	24,88	34,80	36,48	46,40	48,08	58,00	59,68
60	1,91	0,108	21,60	23,51	32,40	34,31	43,20	45,11	54,00	55,91
70	2,18	0,102	20,40	22,58	30,60	32,78	40,80	42,98	51,00	53,18
80	2,48	0,097	19,40	21,88	29,10	31,58	38,80	41,28	48,50	50,98
90	2,82	0,093	18,60	21,42	27,90	30,72	37,20	40,02	46,50	49,32
100	3,18	0,090	18,00	21,18	27,00	30,18	36,00	39,18	45,00	48,18

Таблица 6.10

Расчет пути подготовки тормозов к действию

i , ‰	v_0 , км/ч	ϑ_p	b_T , Н/кН	$t_{п} = 10 - \frac{15 \cdot (-10)}{b_T}$, с	$S_{п} = 0,278 v_0 t_{п}$, м
-10	100	0,2	18,00	18,3	509
		0,3	27,00	15,6	434
		0,4	36,00	14,2	395
		0,5	45,00	13,3	370

найдем требуемое число тормозных осей в составе:

$$n_T = \frac{\vartheta_p Q}{K_p} = \frac{0,35 \cdot 43000}{70} = 215 \text{ осей.}$$

Таким образом, если в заданном составе поезда не менее 215 тормозных осей при тормозном нажатии $K_p = 70$ кН/ось, то на спуске $i = -10$ ‰ и скорости начала торможения $v_0 = 80$ км/ч такой поезд может быть остановлен на расстоянии не более 1200 м. В заданном составе 252 тормозные оси следовательно тормозных средств для заданных условий достаточно.

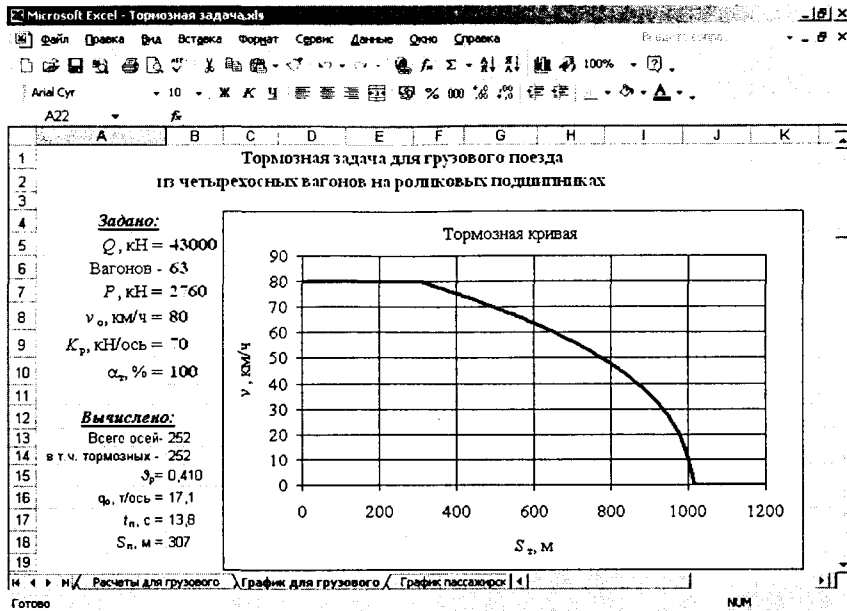


Рис. 6.11. Решение тормозной задачи на ПЭВМ

Для решения тормозных задач особенно для задач второй группы, требующих многовариантных расчетов целесообразно применение персональных компьютеров. На рис. 6.11 приведен пример организации решения тормозных задач в среде Microsoft Excel. В этом случае любая тормозная задача решается по принципу «что будет, если...». Задавая исходные данные, на графике наблюдают результаты изменения кривой скорости.

6.5. Расчет времени хода поезда способом равновесных скоростей

Расчет времени хода поезда путем аналитического интегрирования уравнения движения поезда или одним из графических способов — процедура достаточно трудоемкая. Когда необходимо быстро рассчитать время хода и при этом приемлема большая, чем в более точных, но трудоемких методах погрешность, используют способ рав-

новесных скоростей. Этот способ предполагает следующие допущения:

- скорость движения в пределах элемента спрямленного профиля пути постоянна и равна равновесной;
- при переходе с одного элемента профиля на другой скорость движения поезда меняется мгновенно.

Кривая скорости движения поезда, построенная при таких допущениях для диаграммы ускоряющих (замедляющих) сил, приведенной на рис. 6.12, изображена на рис. 6.13.

Равновесную скорость определяют по диаграмме удельных ускоряющих и замедляющих сил, восстанавливая вертикальную линию из точки на оси абсцисс, соответствующей величине уклона в ‰ (для подъемов влево от начала координат, а для спусков вправо). Координата на оси v точки пересечения этой линии и кривой ускоряющих (замедляющих) сил, построенной для соответствующего режима движения, и является значением равновесной скорости. Если ограничения по конструкционной скорости подвижного состава, по тормозам или по состоянию пути оказываются меньше, то для дальнейшего рассмотрения в качестве равновесной скорости принимают наименьшее из на-

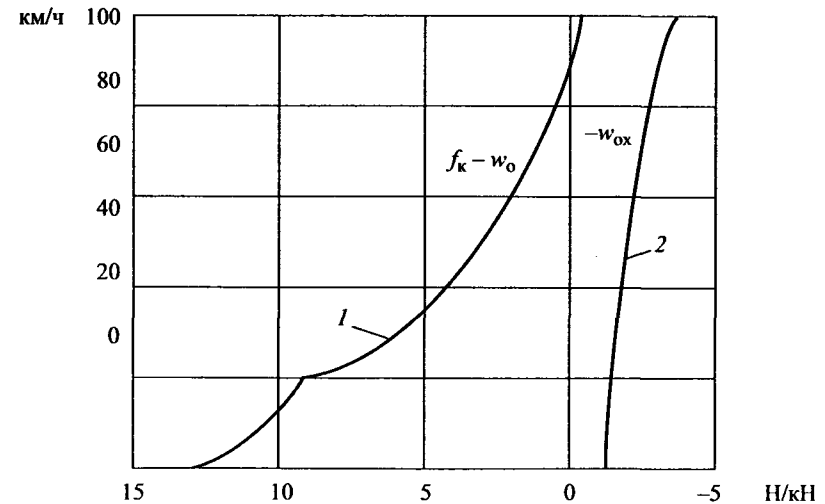


Рис. 6.12. Диаграммы удельных сил, действующих на поезд при работе локомотива в режимах тяги (1) и холостого хода (2)

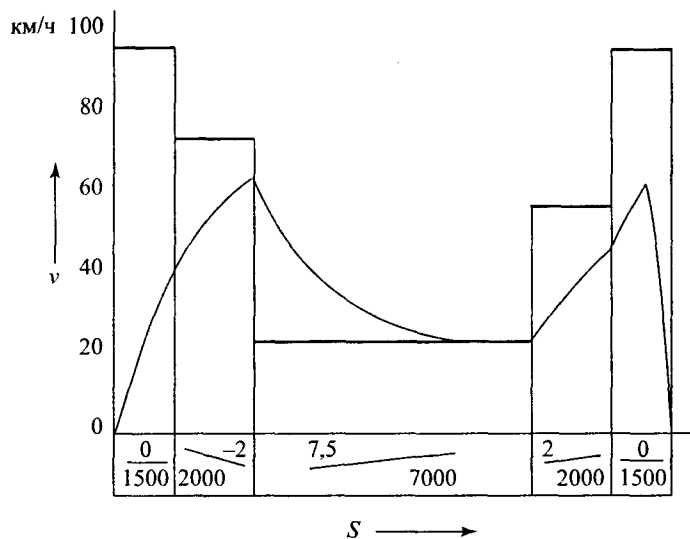


Рис. 6.13. Определение равновесной скорости движения поезда по элементам профиля

званных значений. На подъемах круче расчетного, значения равновесной скорости принимают равными расчетной скорости v_p .

Для первого элемента профиля пути на рис. 6.13, представляющего собой горизонтальную площадку, равновесная скорость на режиме тяги равна 91 км/ч. Для второго элемента (спуск крутизной 2‰) равновесная скорость для режима тяги значительно больше конструктивной скорости грузового тепловоза (100 км/ч). Поэтому принимаем равновесную скорость для режима холостого хода. При $i = -2‰$ равновесная скорость равна 75 км/ч. Для следующих трех элементов равновесная скорость принимается при режиме тяги.

Время движения по элементу профиля пути длиной s_1 км при постоянной скорости движения равной равновесной v_1 км/ч определим как $t = 60 \frac{S_1}{v_1}$ мин. Тогда по рассматриваемому участку поезд пройдет за время

$$t = 60 \frac{S_1}{v_1} + 60 \frac{S_2}{v_2} + 60 \frac{S_3}{v_3} + 60 \frac{S_4}{v_4} + 60 \frac{S_5}{v_5} = 60 \sum_{i=1}^n \frac{S_i}{v_i} \text{ мин.}$$

Сравним условную кривую скорости, состоящую из участков движения с постоянной скоростью движения, и нанесенной на том же рисунке действительной кривой скорости. На одних элементах действительная скорость ниже равновесной, а на других выше. Даже там где скорость достигает равновесное значение, она постоянна не на всем элементе, как это видно на подъеме крутизной 7,5‰ и длиной 7000 м (см. рис. 6.13). Так, на втором элементе действительное время хода поезда меньше, чем подсчитанное по равновесной скорости, а третий элемент — затяжной подъем поезд пройдет быстрее, чем если бы он двигался с равновесной скоростью на всем элементе. Кроме того, мгновенный переход от одного значения скорости к другому невозможен. Следовательно, при определении времени хода поезда в предположении о постоянстве скорости движения, на одних элементах следует внести положительную поправку времени, а на других отрицательную.

Сделаем два допущения, связанные с вносимыми поправками:

— положительная поправка, которую следует внести при увеличении скорости от v_n до v_m , равна по величине отрицательной поправке, вносимой при снижении скорости от v_m до v_n ($v_m > v_n$);

— величина поправки, вносимой при переходе от скорости v_n к v_m , не зависит от того, совершается этот переход за один раз или через несколько промежуточных скоростей.

Следствием принятых допущений является то, что сумма поправок на рассматриваемом участке равна поправке на переход от равновесной скорости на первом элементе к равновесной скорости на последнем элементе. Если, как это показано на рис. 6.13, уклоны первого и последнего элементов профиля пути одинаковы (в данном случае равны нулю), что верно для большинства остановочных пунктов, то суммарную поправку следует принять равной нулю. Поскольку при разгоне и остановке поезда его действительная скорость всегда значительно отличается от равновесной, необходимо внести поправки на разгон Δt_p и замедление Δt_3 . Тогда время хода по рассматриваемому участку определим как

$$t = 60 \sum_{i=1}^n \frac{S_i}{v_i} + \Delta t_p + \Delta t_3.$$

Обычно принимают время на разгон поезда 2 мин, а на замедление 1 мин. Для дизель- и электропоездов поправку на разгон принимают 0,5 мин. А на замедление — 0,4 мин.

Таблица 6.11

Расчет времени хода поезда приближенным методом

№ элемента	S, км	i, ‰	Равновесная скорость, км/ч	Время прохождения элемента, мин	Поправка на разгон и замедление, мин
1	1,5	0	91	0,99	2
2	2,0	-2	75	1,60	
3	7,0	7,5	23,4	17,95	
4	2,0	2	58	2,07	
5	1,5	0	91	0,99	1
Сумма:				23,60	3

Все расчеты способом равновесных скоростей целесообразно приводить в табличной форме. Так, для рассмотренного выше участка расчет времени хода поезда способом равновесных скоростей приведен в таблице 6.11.

Общее время хода по участку $t = 23,6 + 3 = 26,6$ мин.

Если на каком-то из элементов действует ограничение скорости, а значение равновесной скорости выше этого ограничения, то в качестве скорости движения по элементу принимают ограничение.

6.6. Расчет и построение кривой скорости движения поезда

Кривой скорости принято называть графическую зависимость $v(S)$ скорости движения поезда от пройденного пути. Ее строят обычно на листе миллиметровой бумаги справа от диаграммы удельных ускоряющих (замедляющих) сил для трех режимов движения. Ниже оси абсцисс, на которой откладывают пройденное поездом расстояние, условно изображают профиль пути. Расчет кривой скорости можно выполнять аналитическими, графическими или численными методами. Наиболее часто выполняют построение кривой скорости для расчетного веса состава с целью определения наименьшего времени хода по заданному участку. Результаты расчета используют при составлении графика движения поездов. Поэтому при выборе режима движения поезда руководствуются требованием обеспечения движения с максимальной возможной скоростью.

Графический метод. Правила тяговых расчетов рекомендуют строить кривую скорости способом Липеца (способ МПС). Для обеспечения приемлемой точности приращение скорости принимают не больше 10 км/ч.

В таблице 6.12 приведены варианты рекомендуемых Правилами тяговых расчетов масштабов для графических построений. Масштабы даны в миллиметрах на единицу величины.

Построение начинают обычно с момента трогания поезда на станции отправления. На рисунке 6.14 приведен пример построения фраг-

Таблица 6.12

Рекомендуемые масштабы для графических построений

Величина	Для грузовых и пассажирских поездов			Для электропоездов		Для тормозных и специальных расчетов	
	1	2	3	1	2	1	2
Сила, Н/кН	12	6	10	2	3	2	1
Скорость, км/ч	2	1	2	1	1,5	2	1
Путь, км	40	20	48	60	90	240	120
Постоянная Δ	30	30	25	50	50	—	—
Время, час	600	600	600	—	—	—	—
Время, мин	10	10	10	50	50	—	—

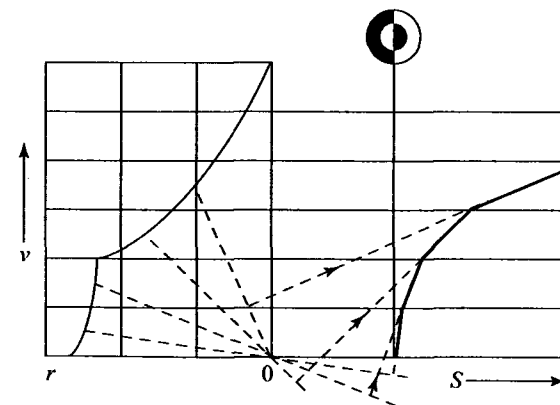


Рис. 6.14. Построение кривой скорости при движении на прямом горизонтальном пути

мента кривой скорости при разгоне на прямом горизонтальном участке пути.

При построении кривой скорости необходимо руководствоваться тем, что скорость всегда стремится к равновесной. Поэтому при вступлении поезда на очередной элемент профиля пути по диаграмме удельных ускоряющих и замедляющих сил определяют значение равновесной скорости для режима тяги. При неизменном режиме движения поезда (тяги, выбег или торможение) в пределах элемента профиля пути скорость изменяется до тех пор, пока не достигнет равновесной. После достижения равновесного значения скорость остается постоянной до конца элемента профиля пути или до изменения режима движения. На рисунке 6.15 приведен фрагмент построения кривой скорости при движении на спуске. Скорость движения при этом значительно меньше, чем равновесная.

Если равновесная скорость меньше текущего значения скорости движения поезда, то, как это показано на рисунке 6.16, скорость, стремясь к равновесной, снижается, а после ее достижения остается постоянной до изменения величины уклона или режима движения.

При достижении предельно допустимой (по тормозам, состоянию пути и др.) скорости, необходимо перейти на режим холостого хода.

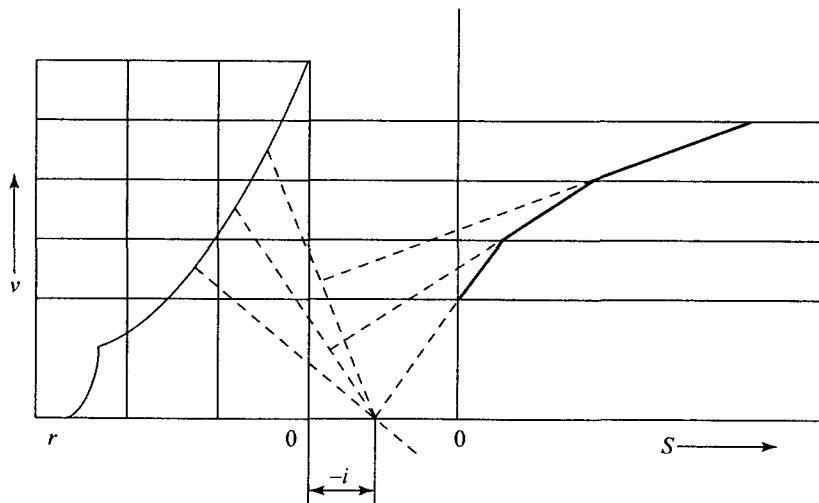


Рис. 6.15. Построение кривой скорости при движении поезда на спуске

Если при этом фактическое значение скорости движения больше равновесной скорости, то, как это показано на рисунке 6.17, начнется снижение скорости движения поезда. Точка отключения контроллера машиниста (переход на режим холостого хода) условно обозначена буквами «ко».

Возможно, что при переходе на режим холостого хода скорость продолжает расти (равновесная скорость на текущем элементе для режима холостого хода выше предельно допустимой). В этом случае необходимо применять регулировочное торможение. При механическом

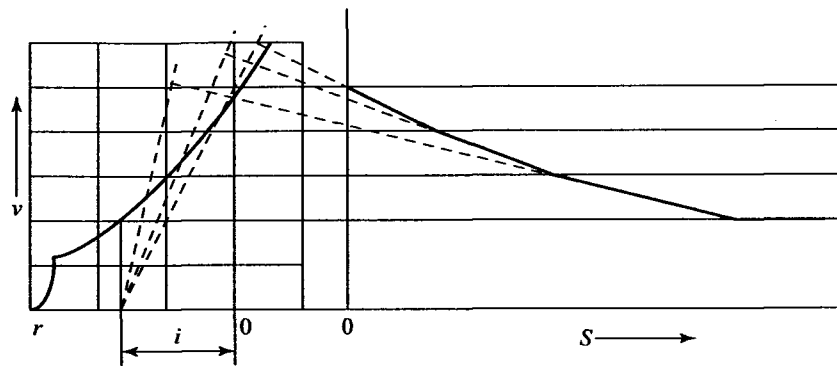


Рис. 6.16. Построение кривой скорости при движении поезда на подъеме

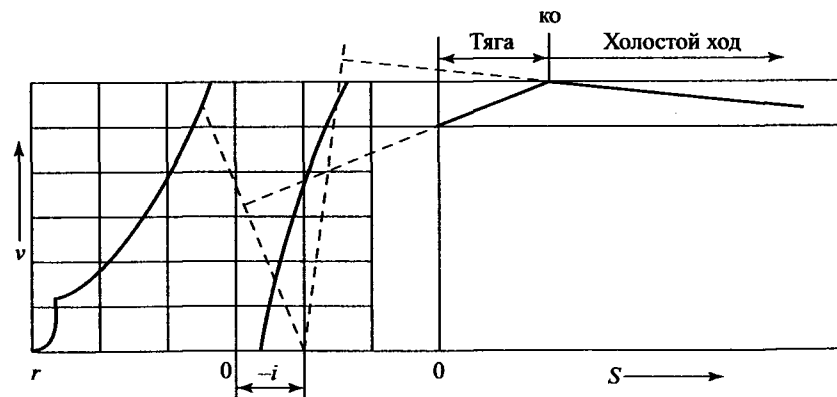


Рис. 6.17. Построение кривой скорости при работе локомотива в режиме холостого хода

торможении под регулировочным торможением понимают сочетание режима служебного торможения и выбега. В этом случае на затяжных спусках длиной до 10 км допускается изображение кривой скорости в виде горизонтальной линии, проведенной ниже предельно допустимого значения скорости на величину поправки Δv . Значение Δv определяют в зависимости от величины уклона пути, на котором выполняется регулировочное торможение, в соответствии с таблицей 6.13.

Таблица 6.13

Значения поправки Δv

Поезда	Δv , км/ч для спусков i_k , ‰							
	4	6	8	10	12	14	16	18
Грузовые	4	4	4	4	5	6	7	8
Пассажирские	2	2	3	4	6	7	8	9

На спусках до 4 ‰ значение Δv принимают равным нулю.

Для пассажирских поездов, оборудованных электропневматическими тормозами, на спусках до 6 ‰ значение Δv принимают так же, как и для поездов с пневматическими тормозами. На более крутых спусках принимают $\Delta v = 3$ км/ч независимо от крутизны спуска.

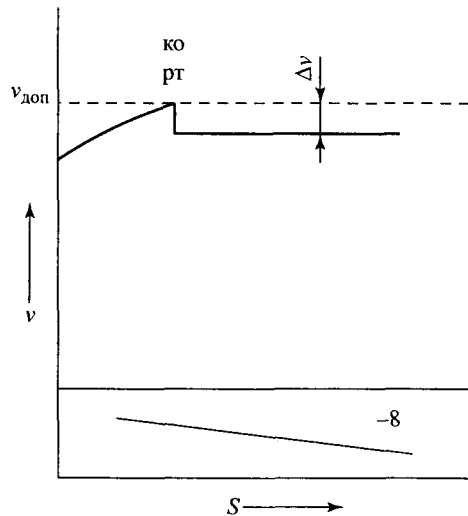


Рис. 6.18. Построение кривой скорости при движении поезда в тормозном режиме

На рис. 6.18 приведен вариант построения кривой скорости для случая, когда равновесная скорость на режиме холостого хода выше предельно допустимой. На рисунке, кроме условного обозначения отключения контроллера машиниста — «ко», буквами «рт» обозначен переход в режим регулировочного торможения.

На затяжных спусках длиной более 10 км или крутизной более 18 ‰ кривую

скорости строят, пользуясь соответствующими диаграммами замедляющих сил.

При построении кривой скорости следует предусматривать проверку действия тормозов. В соответствии с ПТР снижение скорости при торможении с целью проверки тормозов для грузовых поездов составляет 20 км/ч, а для пассажирских — 10 км/ч.

Поскольку поезд рассматривается как материальная точка, кривая скорости движения поезда строится для его центра тяжести. В связи с этим необходимо учитывать, что ограничение, накладываемое на скорость движения, должно выполняться и головой, и хвостом поезда. А потому ограничение при построении кривой скорости должно быть выполнено, начиная с точки, лежащей на расстоянии, равном половине длины поезда, до места начала действия ограничения, и заканчиваться на том же расстоянии после прохождения центром тяжести поезда места окончания действия ограничения.

При остановке поезда следует учитывать ограничение скорости движения $v_{огр}^{стр}$ на входной стрелке при приеме на боковой путь. На рис. 6.19 даны примеры построения кривой скорости при остановке поезда. Здесь на расстоянии $l_{стр}$ обозначено место положения входной стрелки. На расстоянии $l_n / 2$, равном половине длины поезда, от входной стрелки находится точка, где располагается центр тяжести поезда в момент, когда его голова должна двигаться со скоростью не выше $v_{огр}^{стр}$. Иначе говоря, скорость движения поезда в этой точке при построении кривой скорости не должна быть выше ограничения на входной стрелке. Возможны варианты подхода поезда к входной стрелке со скоростью большей (рис. 6.19, а, в) или меньшей (рис. 6.19, б) ограничения $v_{огр}^{стр}$. На рисунках, кроме приведенных выше обозначений, буквами «то» обозначен отпуск тормозов при переходе от режима торможения к режиму холостого хода. Стрелками на фрагментах кривой скорости показано направление построения.

Графические построения с помощью треугольника и линейки можно заменить расчетами на калькуляторе или, что гораздо эффективнее, на персональном компьютере в соответствии с выражением (5.7) либо одним из численных методов. При этом, поскольку расчеты могут быть представлены в табличной форме, эффективно применение табличного процессора Microsoft Excel.

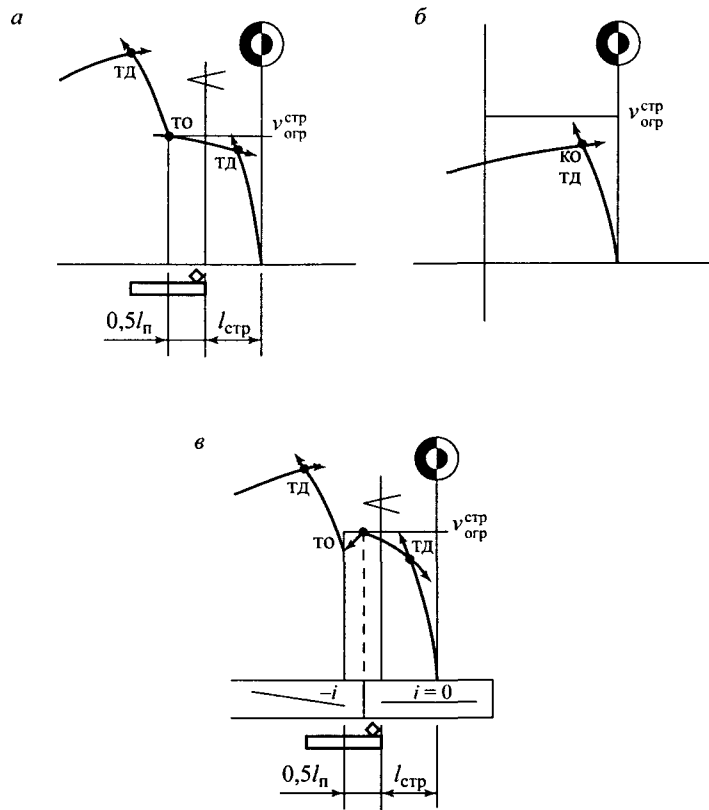


Рис. 6.19. Примеры построения кривой скорости при остановке поезда на станции: *a* — скорость поезда выше допустимой; *б* — скорость ниже допустимой; *в* — движение на спуске, предшествующему станции

На рис. 6.20 приведен пример организации расчетов, необходимых для построения кривых скорости и времени. Жирным шрифтом обозначено то, что необходимо ввести в качестве исходных данных для расчета. Так, вводятся значения скорости движения и соответствующие им значения силы тяги по тяговой характеристике локомотива, величина уклона и условное обозначение режима движения, вес локомотива и состава, величины, определяющие характеристики состава и его тормозные средства. После окончания ввода исходных данных в обозначенных

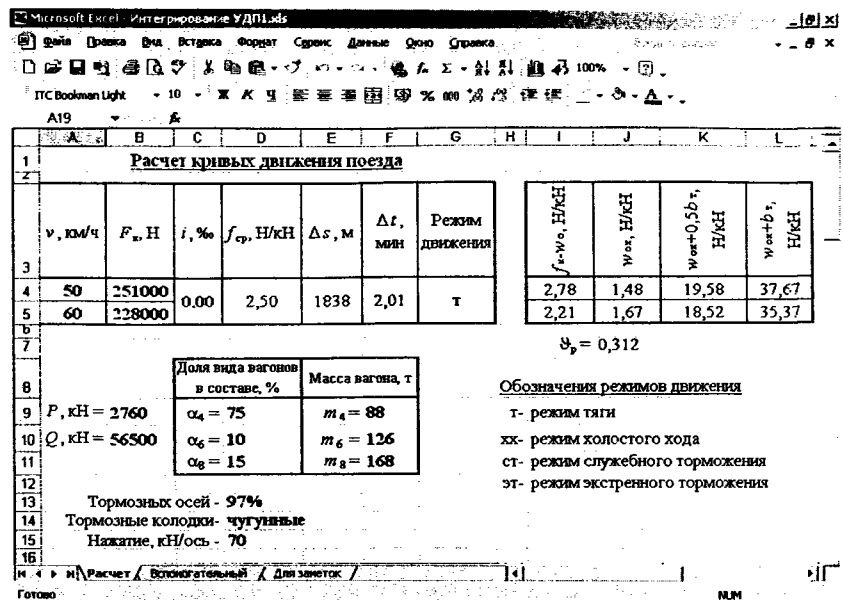


Рис. 6.20. Расчет кривых движения поезда на ПЭВМ

на рисунке ячейках появляются значения приращений пути Δs и времени Δt , соответствующие заданному изменению скорости движения поезда. В случае ошибки при выборе направления изменения скорости (например, задано увеличение скорости, а ее значение в начале рассматриваемого интервала выше равновесной скорости) в ячейке под значениями скорости движения появляется надпись «ошибка ввода».

6.7. Расчет и построение кривой времени движения поезда

Кривой времени называют графическую зависимость $t(S)$ времени движения поезда от пройденного пути. Ее строят по имеющейся кривой скорости на том же листе миллиметровой бумаги. Результаты построения кривой времени в дальнейшем используют для составления графика движения поездов, расчета нагрева тяговых электрических машин и расхода энергоресурсов на поездку.

Правила тяговых расчетов рекомендуют строить кривую скорости способом Лебедева (способ МПС). Для этого слева от начала координат на расстоянии Δ проводят вертикальную линию $O'O''$, как это показано на рис. 6.21. Затем кривая скорости разбивается на отрезки OA , AB , BC и т.д. Это могут быть, например, отрезки, полученные при построении кривой скорости методом Липеца. Середины отрезков проектируют на линию $O'O''$, получая точки a' , b' и т.д. Клинии Oa' проводят перпендикуляр OA' , проходящий через начало координат. Этот отрезок представляет собой фрагмент кривой времени, соответствующий изменению скорости движения поезда на расстоянии ΔS_1 . Для второго отрезка пути ΔS_2 фрагмент кривой времени строится как перпендикуляр к отрезку Ob' , проходящий через A' — последнюю точку предыдущего отрезка кривой времени. Построения для последующих отрезков пути выполняются аналогично.

Из рисунка 6.21 видно, что построение кривой времени не зависит от направления изменения скорости движения, поскольку время изменяется только в сторону увеличения. Чтобы не выходить за пределы выбранного формата, кривую времени можно строить, например, в пределах 10 мин. После достижения этого значения (точка l на рис. 6.21) продолжение кривой времени строят от нулевого значения (точка 2).

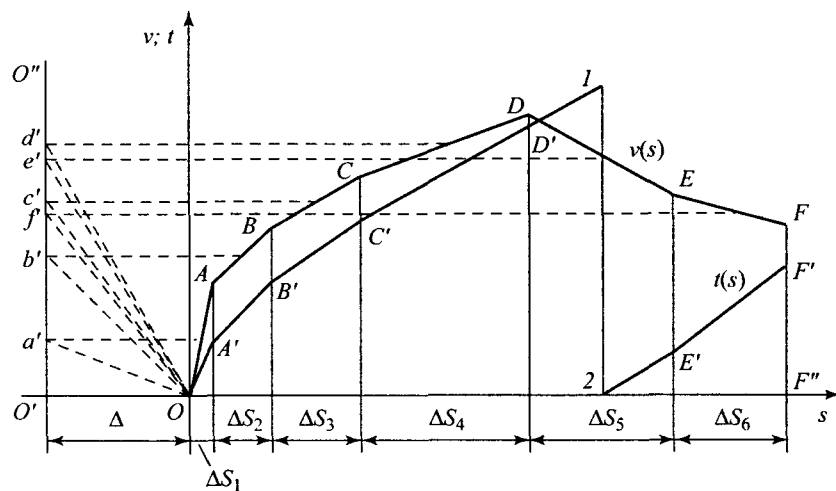


Рис. 6.21. Построение кривой времени хода поезда способом Лебедева

Таким образом, легко посчитать время хода, включающее на рассматриваемом участке пути полные интервалы времени по 10 мин. Приплюсовав к полученному значению время, определяемое отрезком $F'F''$, получают время хода поезда по участку.

Время хода поезда по каждому из отрезков пути ΔS_i можно рассчитать также по средней скорости движения поезда на этих отрезках

$$\Delta t_i = 60 \frac{\Delta S_i}{v_i^{cp}} \text{ мин.},$$

где Δt_i , мин, и v_i^{cp} , км/ч — значения времени хода и средней скорости поезда на i -м отрезке пути длиной ΔS_i , км.

6.8. Расчет нагревания обмоток тяговых электрических машин при движении поезда по участку

Работа электрических машин неизбежно сопровождается их нагреванием. Нагревание зависит от величины нагрузки (тока), времени работы под нагрузкой и интенсивности охлаждения. В особо неблагоприятных условиях с точки зрения нагревания работают на локомотивах тяговые электродвигатели и генераторы. От величины и продолжительности нагрева зависит срок службы изоляции. Рассчитывая и оценивая нагревание электрических машин, обычно пользуются не температурой машины или ее частей $t^\circ\text{C}$, а величиной превышения этой температуры над температурой окружающей среды $t^\circ\text{C}$. Предельно допустимое значение $t^\circ\text{C}$ обмоток электрической машины, которые обычно лимитируют нагревание, устанавливается в зависимости от класса изоляции. В таблице 6.14 приведены наибольшие значения $t^\circ\text{C}$ при максимальной температуре наружного воздуха $t_{\text{нв max}}$, не превышающей 40°C .

Таблица 6.14

Допустимые превышения температуры обмоток электрических машин

Обмотки	Класс изоляции		
	<i>B</i>	<i>F</i>	<i>H</i>
Якоря	120	140	160
Полюсов	130	155	180

Класс изоляции *B* имеют тяговые электрические машины тепловозов ВМЭ1, ЧМЭ2, ЧМЭ3, ТЭМ2, ТЭ1, ТЭМ1, ТЭ2, ТЭ3, М62, 2М62, ТЭ7, ТЭ10, ТЭП10, 2ТЭ10Л, ТЭП60, 2ТЭП60.

Класс изоляции *F* имеют тяговые электрические машины тепловозов 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 3ТЭ10М, 2ТЭ116.

Класс изоляции *H* имеют тяговые электрические машины тепловозов ТЭП70, ТЭП80.

Если $t_{\text{нв max}} > 40^\circ\text{C}$, то предельно допустимое превышение температуры обмоток из таблицы 6.15 уменьшают на величину $(t_{\text{нв max}} - 40)^\circ\text{C}$.

Максимальную температуру наружного воздуха принимают по данным метеорологических станций как среднюю за период не менее 5 лет отдельно для летнего периода (по замерам в июне, июле и августе, но не ниже $+15^\circ\text{C}$) и для зимнего периода (по замерам в декабре, январе и феврале, но не ниже 0°C).

Расчет нагревания электрической машины — достаточно важная эксплуатационная задача. Ее решение в значительной степени зависит от особенностей конструкции и характеристик конкретной машины. На практике обычно рассчитывают нагревание не всей машины, а проверяют наиболее опасные по нагреву ее части — обмотки. При этом делается допущение, что нагревание обмоток соответствует закону нагревания однородного тела, т.е. температура обмотки изменяется, как это показано на рис. 6.22.

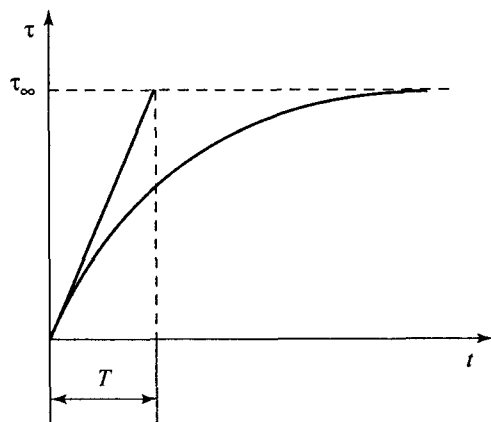


Рис. 6.22. Графики тепловых характеристик электрической машины в соответствии с законом нагревания однородного тела

Уравнение нагревания однородного тела имеет вид

$$\tau = \tau_{\infty} \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{T}} \right) + \tau_0 e^{-\frac{\Delta t}{T}}, \quad (6.44)$$

где τ_{∞} — установившаяся температура перегрева, которая достигается при достаточно долгом действии данной нагрузки, $^\circ\text{C}$; e — основание натуральных логарифмов ($e \approx 2,718$); Δt — рассматриваемый промежуток времени, мин; T — тепловая постоянная времени, представляющая время за которое обмотка нагрелась бы до температуры перегрева τ_{∞} при отсутствии теплоотдачи, мин; τ_0 — начальный перегрев, т.е. температура перегрева в начале рассматриваемого промежутка времени, $^\circ\text{C}$.

Величины τ_{∞} и T называют тепловыми характеристиками электрической машины. Их устанавливают в результате экспериментальных исследований на стенде и приводят в виде графической зависимости от тока (рис. 6.23) в ПТР.

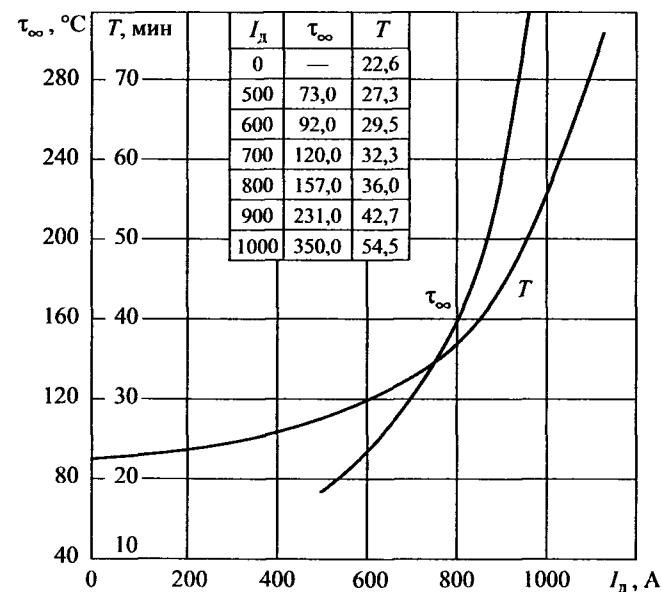


Рис. 6.23. Тепловые характеристики тяговых электродвигателей ЭД107, ЭД107А, ЭД118А

При отключении электрических машин (движение на выбеге, механическое торможение, стоянка) ток равен нулю, а следовательно, происходит охлаждение электрической машины. Температура обмоток стремится к температуре окружающей среды, т.е. $\tau_{\infty} = 0$. Подставляя это значение в формулу (6.44), получаем выражение для процесса охлаждения электрической машины:

$$\tau = \tau_0 e^{-\frac{\Delta t}{T}}. \quad (6.45)$$

Используя разложение функции $e^{-\frac{\Delta t}{T}}$ в ряд Маклорена, можно для первых двух членов ряда записать

$$e^{-\frac{\Delta t}{T}} \approx 1 - \frac{\Delta t}{T}. \quad (6.46)$$

Подставляя (6.46) в (6.44) и (6.45), получаем для нагревания

$$\tau = \tau_{\infty} \frac{\Delta t}{T} + \tau_0 \left(1 - \frac{\Delta t}{T}\right), \quad (6.47)$$

и для охлаждения при $\tau_{\infty} = 0$

$$\tau = \tau_0 \left(1 - \frac{\Delta t}{T}\right). \quad (6.48)$$

Выражения (6.47) и (6.48) обеспечивают достаточную для практики точность вычислений при условии, что выбираемые интервалы изменения времени удовлетворяют условию

$$\frac{\Delta t}{T} \leq 0,1. \quad (6.49)$$

В расчетах нагревания тяговых электрических машин начальное значение перегрева τ_0 принимают $+15^{\circ}\text{C}$ при отправлении поезда после стоянки, продолжавшейся более 2 часов. При продолжительности стоянки до двух часов начальный перегрев принимают по значению перегрева в момент прибытия на станцию с учетом понижения температуры за время стоянки.

Проверку нагревания тяговых электродвигателей электровозов выполняют отдельно для летних и зимних условий движения.

Проверку нагревания тяговых электрических машин тепловозов в обязательном порядке необходимо выполнять в тех случаях, когда вводят ограничение скорости ниже расчетной при движении на труднейших подъемах. Расчет нагревания тяговых электрических машин выполняют и для проверки возможности ведения поезда весом больше расчетного.

Для расчета нагревания тяговых электрических машин предварительно необходимо построить кривую тока $I(S)$. Для тепловозов это кривая тока тягового генератора $I_r(S)$. Для электровозов переменного тока строят кривую тока тягового двигателя $I_d(S)$, а для электровозов постоянного тока — кривую потребляемого электровозом тока $I_3(S)$.

Исходными данными для построения кривой тока тягового генератора тепловоза $I_r(S)$ являются кривая скорости $v(S)$ и токовая характеристика генератора $I_r(v)$, приведенная в паспортных данных тепловоза. На рис. 6.24 изображены токовые характеристики генератора тепловоза 2ТЭ10В(М) для различных позиций контроллера машиниста.

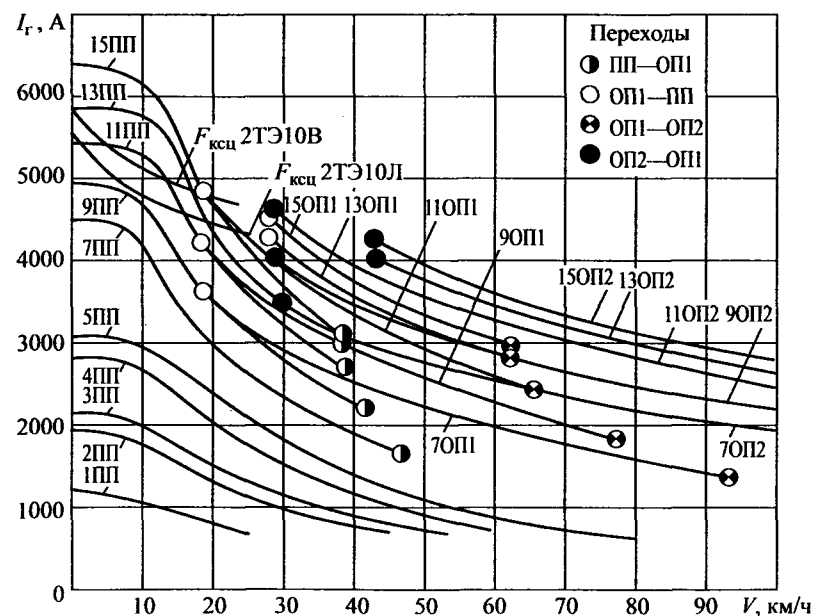


Рис. 6.24. Токовые характеристики тягового генератора тепловоза 2ТЭ10В(М)

Пример расчета нагревания ТЭД тепловоза 2ТЭ10М

$I_{г\text{ ср}}, \text{ A}$	$\Delta t, \text{ мин}$	$I_{д\text{ ср}}, \text{ A}$	$T, \text{ мин}$	$\tau_{\text{вн}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta t/T$	$\tau_{\text{вн}} (\Delta t/T), \text{ }^\circ\text{C}$	$\tau_0, \text{ }^\circ\text{C}$	$\tau_0 (1 - \Delta t/T), \text{ }^\circ\text{C}$	$\tau, \text{ }^\circ\text{C}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5400	0,6	900	40,2	191,2	0,0149	2,85	15,00	14,78	17,63
4350	1,6	725	33,4	113,1	0,0478	5,40	17,63	16,79	22,19
3400	0,7	567	29,4	73,9	0,0238	1,76	22,19	21,66	23,42
3200	0,3	533	28,9	68,5	0,0104	0,71	23,42	23,18	23,89
3550	2,2	592	30,0	79,2	0,0733	5,81	23,89	22,14	27,95
3300	2,4	550	29,3	72,1	0,0821	5,92	27,95	25,66	31,58
0	0,5	0	24,3	0,0	0,0206	0,00	31,58	30,93	30,93
3500	0,7	583	29,8	77,4	0,0235	1,82	30,93	30,20	32,02
3100	0,6	517	28,5	65,0	0,0211	1,37	32,02	31,34	32,71
3300	0,8	550	29,3	72,1	0,0274	1,98	32,71	31,81	33,79
0	4,3	0	24,3	0,0	0,1770	0,00	33,79	27,81	27,81
0	1,3	0	24,3	0,0	0,0535	0,00	27,81	26,32	26,32
3150	1,2	525	28,7	66,8	0,0418	2,79	26,32	25,22	28,01
3200	0,4	533	28,9	68,5	0,0139	0,95	28,01	27,62	28,57
3150	0,4	525	28,7	66,8	0,0139	0,93	28,57	28,17	29,10
0	1,0	0	24,3	0,0	0,0412	0,00	29,10	27,90	27,90
3600	0,1	600	30,2	81,0	0,0033	0,27	27,90	27,81	28,08
3150	1,6	525	28,7	66,8	0,0558	3,73	28,08	26,51	30,24
0	1,7	0	24,3	0,0	0,0700	0,00	30,24	28,12	28,12
0	0,2	0	24,3	0,0	0,0082	0,00	28,12	27,89	27,89
3100	0,4	517	28,5	65,0	0,0140	0,91	27,89	27,50	28,41
3350	1,0	558	29,3	72,1	0,0342	2,47	28,41	27,44	29,91
3800	1,0	633	31,0	88,6	0,0323	2,86	29,91	28,94	31,80
4100	0,9	683	32,3	101,2	0,0279	2,82	31,80	30,91	33,73
3950	2,5	658	31,5	93,6	0,0794	7,43	33,73	31,05	38,48
4400	1,6	733	33,8	116,5	0,0474	5,52	38,48	36,66	42,18
4400	2,7	733	33,8	116,5	0,0800	9,32	42,18	38,81	48,13
4300	6,0	717	33,1	109,6	0,1812	19,86	48,13	39,41	59,27
4400	1,3	733	33,8	116,5	0,0385	4,48	59,27	56,99	61,47
3900	1,7	650	31,5	93,6	0,0540	5,05	61,47	58,15	63,20
3250	0,3	542	29,1	70,3	0,0103	0,72	63,20	62,55	63,27
3750	0,6	625	30,7	86,0	0,0195	1,68	63,27	62,04	63,72
0	0,9	0	24,3	0,0	0,0370	0,00	63,72	61,36	61,36

Кривую тока строят в произвольном масштабе следующим образом. Для точек, расположенных на границах отрезков, из которых составлена построенная ранее кривая скорости, по токовой характеристике генератора определяют значения тока I_r . Эти значения в принятом масштабе наносят в функции пути на том же листе, где построены кривые скорости и времени. Полученные точки соединяют отрезками прямых, получая графическую зависимость $I_r(S)$. При построении кривой тока следует руководствоваться разметкой режимов на кривой скорости. Так, при переходе на холостой ход ток генератора $I_r = 0$. Изменения тока при изменении режима (позиции контроллера машиниста или ступени ослабления возбуждения тяговых двигателей) условно принимают мгновенными.

Рассмотрим пример расчета нагревания тягового электродвигателя тепловоза 2ТЭ10М, который сведем в таблицу 6.15. Пусть средние значения тока на интервалах соответствующих отрезкам, из которых составлена кривая тока, и значения времени хода поезда в пределах этих интервалов приведены в первых двух столбцах. Заполняя таблицу, следует иметь в виду, что если в пределах рассматриваемого интервала происходит включение или выключение реле переходов либо изменение позиции контроллера машиниста, то в этой точке интервал разбивают на два.

В третьем столбце табл. 6.15 записывают среднее значение тока двигателя $I_{д\text{ ср}} = I_{г\text{ ср}}/6$, поскольку у тепловоза 2ТЭ10М тяговые двигатели включены в шесть параллельных ветвей. Далее в столбцы 4 и 5 записывают значения тепловых характеристик, выбирая их на рис. 6.23 по средним значениям тока двигателя. Если при заполнении столбца 6 выясняется, что на каком-то интервале нарушено условие (6.49), то этот интервал разбивают на меньшие интервалы так, чтобы выполнить условие.

Порядок заполнения столбцов 7 и 9 очевиден. Столбец 10 заполняется в соответствии с выражениями (6.47) или (6.48). А в 9-м столбце значения начального перегрева τ_0 для каждого интервала, кроме первого, получают из предыдущей строки 10-го столбца.

Наибольшее значение температуры перегрева полученное при расчете (в рассмотренном примере $\tau_{\text{max}} = 63,72 \text{ }^\circ\text{C}$) следует привести к расчетной температуре наружного воздуха

$$\tau_p = \tau_{\text{max}} K_{\text{сз}} K_{\text{нв}} \quad (6.50)$$

Здесь $K_{сз}$ — коэффициент, учитывающий снижение расхода воздуха на охлаждение при постановке фильтров. Принимается для зимних условий $K_{сз} = 1,1$, а для летних условий $K_{сз} = 1,0$.

$K_{нв}$ — коэффициент приведения превышения температуры обмоток тяговых электрических машин к расчетной температуре окружающего воздуха, значения которого принимают по таблице 6.16 в зависимости от температуры окружающего воздуха $t_{нв}$.

Пусть в нашем случае $t_{нв} = 15^\circ\text{C}$. Тогда $K_{сз} = 1$, $K_{нв} = 0,98$ и расчетное превышение температуры

$$\tau_p = 63,72 \cdot 1,00 \cdot 0,98 = 62,4^\circ\text{C}.$$

Эта температура ниже 140°C — допустимой при классе изоляции F (см. табл. 6.14).

В тех случаях, когда тепловоз работает на промежуточных позициях контроллера машиниста, превышение температуры τ_∞ следует умножать на коэффициент K_n , принимаемый по таблице 6.17.

Таблица 6.16

Значения коэффициента $K_{нв}$

Обмотки	$K_{нв}$ для $t_{нв}, ^\circ\text{C}$							
	0	5	10	15	20	25	30	35
полюсов	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04
якоря	0,94	0,95	0,96	0,98	0,99	1,00	1,01	1,02

Таблица 6.17

Значения коэффициента K_n

Позиция контроллера машиниста	13 – 12	11	10	9
K_n	1,05	1,08	1,15	1,2

Глава 7 ЭНЕРГЕТИКА ЛОКОМОТИВНОЙ ТЯГИ

7.1. Расчет расхода топлива тепловозом

Расчет расхода топлива тепловозом выполняют по имеющимся кривым скорости и времени, построенным любым из рассмотренных выше способов. На кривой скорости в процессе ее построения должна быть выполнена разметка режимов работы локомотива, заключающаяся в обозначении участков движения поезда в режиме тяги, холостого хода (выбега), регулировочного или служебного торможения.

Полный расход топлива за поездку определяется выражением

$$E_T = \int_0^t G dt,$$

где G — мгновенное значение расхода топлива, соответствующее режиму работы локомотива, кг/мин; t — время движения поезда, мин.

Для расчета расхода топлива весь участок разбивают на отдельные отрезки, в пределах которых режим работы локомотива не меняется. Общий расход топлива тепловозом за поездку вычисляют в соответствии с выражением

$$E_T = \sum_{i=1}^n G_i \Delta t_i + g_x t_x + g_{ст} t_{ст}, \quad (7.1)$$

где G_i — расход топлива, соответствующий скорости движения поезда при используемой позиции контроллера машиниста на i -м отрезке

пути, кг/мин; Δt_i — время движения поезда по i -му отрезку пути, мин; g_x — расход топлива тепловозом на холостом ходу, кг/мин; t_x — время работы дизеля на холостом ходу, мин; $g_{ст}$ — расход топлива тепловозом на стоянках и при движении по станционным путям, кг/мин; $t_{ст}$ — время работы дизеля на стоянках и при движении по станционным путям, мин.

Значения Δt_i и t_x определяют по кривой времени с учетом разметки режимов. Значения G_i принимают по расходным характеристикам тепловозов, полученным экспериментально и приведенным в ПТР. Расходная характеристика для тепловозов 2ТЭ10 различных модификаций приведена в качестве примера на рис. 7.1. У современных тепловозов, как это видно из рис. 7.1, при неизменной позиции контроллера

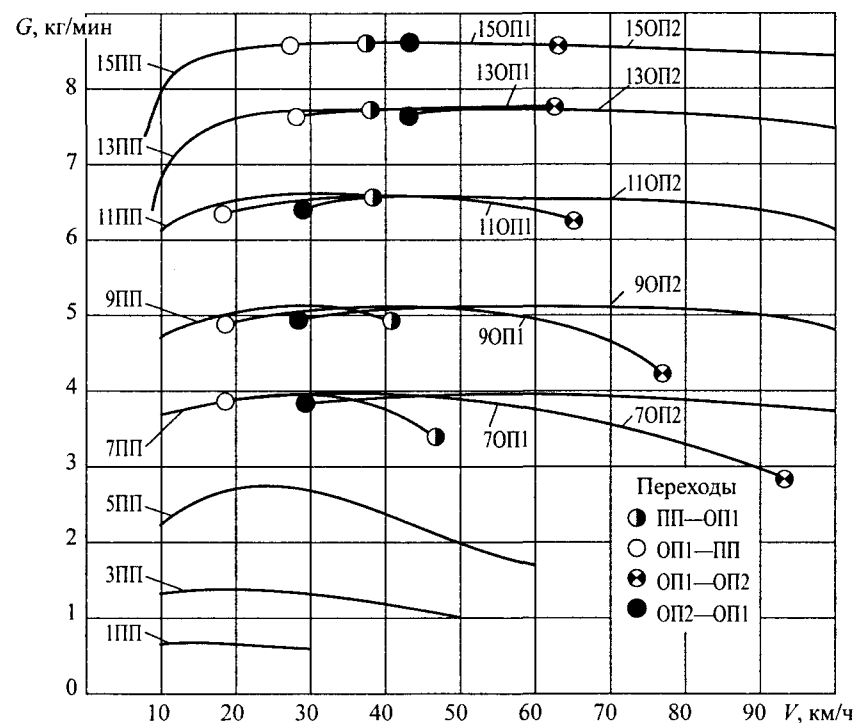


Рис. 7.1. Расход топлива тепловозами 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 3ТЭ10М (одной секцией) при работе в режиме тяги

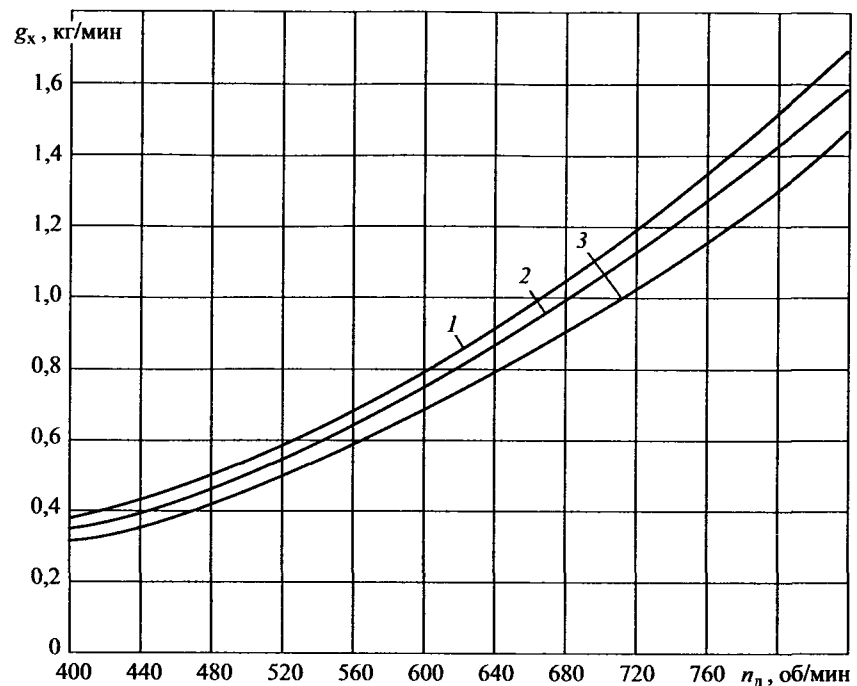


Рис. 7.2. Расход топлива тепловозами 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 3ТЭ10М (одной секцией) при работе в режиме холостого хода: 1 — вентилятор включен на вторую ступень; 2 — вентилятор включен на первую ступень; 3 — вентилятор выключен

лера расход топлива мало зависит от скорости движения. Значение g_x принимают в зависимости от частоты вращения коленчатого вала дизеля по расходным характеристикам для холостого хода (рис. 7.2). При определении расхода топлива на стоянках, если нет специальных распоряжений о режиме работы дизелей, учитывающих специфику местных условий, значение g_x принимают по таблице 7.1, где приведены значения частоты вращения коленчатого вала тепловозных дизелей на холостом ходу и соответствующие им значения расхода топлива. В таблице 7.1 приведены также значения $g_{ст}$, принятые в предположении о движении одиночных тепловозов по станционным путям на первой позиции контроллера машиниста со скоростью 10—15 км/ч.

Таблица 7.1

**Удельный расход топлива тепловозами
при работе на холостом ходу**

Серия тепловоза (дизель-поезда)	Холостой ход			Расход топлива при движении по деповским и станционным путям, кг/мин
	Частота вращения коленчатого вала дизеля, об/мин	Расход топлива одним дизелем, кг/мин	Расход топлива тепловозом (дизель- поездом), кг/мин	
ТГМЗА	650	0,13	0,13	0,30
ЧМЭ2	350	0,14	0,14	0,30
ЧМЭ3	350	0,15	0,15	0,30
ТЭ1, ТЭМ1	300	0,16	0,16	0,30
ТЭ2	300	0,16	0,32	0,30
ТЭ10, ТЭП10, ТЭП10Л	400	0,38	0,38	0,50
2ТЭ10, 2ТЭ10Л, 2ТЭП10В, 2ТЭ10М	400	0,38	0,76	1,00
3ТЭ10М	400	0,38	1,14	1,50
ТЭ3, ТЭ7	400	0,35	0,70	1,20
ТЭП60	400	0,50	0,50	1,00
2ТЭП60	400	0,50	1,00	2,00
ТЭП70	350	0,27	0,27	2,00
ТЭМ2	300	0,10	0,10	0,30
М62	400	0,42	0,42	0,30
2М62	400	0,42	0,84	0,60
2ТЭ116	350	0,25	0,50	2,00
ДР1	700	0,14	0,28	0,30
Д1	530	0,14	0,28	0,30
Д	600	0,33	0,66	0,30

Для того чтобы сравнивать расход топлива при работе локомотивов с разными поездами и на различных направлениях общий расход топлива относят к измерителю выполненной перевозочной работы, получая удельный расход топлива

$$e_T = \frac{E_T}{M_Q S} \cdot 10^4, \frac{\text{кг}}{10^4 \cdot \text{ткм}}. \quad (7.2)$$

Здесь M_Q — масса состава, т; S — длина участка, км.

Чтобы сравнивать различные виды тяги и разные сорта топлива, введено понятие «условное топливо», под которым понимают топливо, с удельной теплотой сгорания 29,3 МДж/кг. Удельная теплота сгорания дизельного топлива 42,7 МДж/кг. Следовательно, чтобы пересчитать расход дизельного топлива в расход условного топлива, введя эквивалент $\Theta = 42,7/29,3 = 1,45$, получаем выражение для расчета удельного расхода условного топлива

$$e_y = e_T \cdot \Theta, \frac{\text{кг}}{10^4 \cdot \text{ткм}}. \quad (7.3)$$

Пример 7.1. Определить расход топлива тепловозом 2ТЭ10М при движении с составом массой 5250 т по участку длиной 47,6 км. Поезд разогнался до скорости 15 км/ч за 0,7 мин, после чего двигался в режиме тяги 35,9 мин и в режиме холостого хода, включая торможение при остановке, 12,8 мин.

Решение. Принимаем, что средняя скорость при разгоне поезда $v_{\text{ср}} = 15/2 = 7,5$ км/ч. По рис. 7.1 этой скорости в режиме тяги соответствует расход топлива $G = 14,8$ кг/мин. Для любой другой скорости движения в интервале от 15 км/ч до 80 км/ч $G = 17,1$ кг/мин. Для режима холостого хода принимаем из табл. 7.1 $g_x = 0,76$ кг/мин. Таким образом, в соответствии с выражением (7.1) общий расход дизельного топлива за поездку

$$E_T = \sum_{i=1}^n G_i \Delta t_i + g_x t_x = 14,8 \cdot 0,7 + 17,1 \cdot 35,9 + 0,76 \cdot 12,8 \approx 634 \text{ кг.}$$

Удельный расход дизельного топлива в соответствии с выражением (7.2)

$$e_T = \frac{E_T}{M_Q S} \cdot 10^4 = \frac{634}{5250 \cdot 47,6} = 25,4 \frac{\text{кг}}{10^4 \cdot \text{ткм}}.$$

Удельный расход условного топлива определяем по формуле 7.3:

$$e_y = e_T \cdot \Theta = 25,4 \cdot 1,45 = 36,8 \frac{\text{кг}}{10^4 \cdot \text{ткм}}.$$

7.2. Расчет расхода электроэнергии электровозом

Расход электроэнергии на движение поезда определяется выражением

$$A_{\text{д}} = \int_0^t U_{\text{кc}} I_3 dt,$$

где $U_{\text{кc}}$ — напряжение в контактной сети, В; I_3 — ток нагрузки электровоза, А.

В качестве I_3 для электрической тяги на переменном токе принимают действующее значение активного тока, потребляемого на тягу $I_{\text{да}}$. При рекуперативном торможении I_3 принимают равным току рекуперации $I_{\text{р}}$, взятому со знаком минус.

Разделяя режимы тяги и рекуперативного торможения, полный расход электроэнергии электровозом, отнесенный к токоприемнику, определяют в соответствии с выражением

$$A = A_{\text{д}} - A_{\text{р}}, \quad (7.4)$$

где $A_{\text{д}}$ — расход электроэнергии на движение поезда при отсутствии рекуперации, Вт · ч; $A_{\text{р}}$ — возврат электроэнергии в контактную сеть при рекуперативном торможении, Вт · ч.

Расчет расхода электроэнергии выполняют, используя построенные ранее кривые скорости $v(S)$, времени $t(S)$ и тока нагрузки электровоза постоянного тока $I_3(v)$ или $I_{\text{да}}(v)$ для электровозов переменного тока, а также $I_{\text{р}}(v)$ при рекуперативном торможении.

Разбивая весь участок на отдельные интервалы, запишем в конечных приращениях расчетные выражения для определения расхода электроэнергии.

Для электровозов постоянного тока

$$A_{\text{д}} = \frac{U_{\text{кc}} \sum I_{\text{эi}}^{\text{cp}} \Delta t_i}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Здесь $U_{\text{кc}} = 3000$ В; $I_{\text{эi}}^{\text{cp}}$ — среднее на i -м интервале значение тока, А; Δt_i — время прохождения i -го интервала, мин.

Для электровозов переменного тока

$$A_{\text{д}} = \frac{U_{\text{кc}} \sum I_{\text{даi}}^{\text{cp}} \Delta t_i}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Здесь $U_{\text{кc}} = 25\,000$ В; $I_{\text{даi}}^{\text{cp}}$ — среднее на i -м интервале значение действующего значения активного тока, потребляемого на тягу тока, А.

Количество электроэнергии, возвращаемой в контактную сеть при рекуперации

$$A_{\text{р}} = \frac{U_{\text{кc}} \sum I_{\text{pi}}^{\text{cp}} \Delta t_i}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

$U_{\text{р}} = 3300$ В при постоянном токе и $U_{\text{р}} = 25\,000$ В при переменном токе; $I_{\text{pi}}^{\text{cp}}$ — среднее на i -м интервале значение тока рекуперации, А.

Расход электроэнергии на собственные нужды электровоза (вспомогательные машины, отопление, освещение) определяют по средним значениям электроэнергии, потребляемой вспомогательными машинами одного электровоза, приведенным в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Удельный расход электроэнергии электровозами на собственные нужды

Серия электровоза	Потребление электроэнергии на собственные нужды, кВт · ч/мин	Ток, потребляемый на собственные нужды, А
ВЛ8	1,67	33
ВЛ10, ВЛ10 ^у , ВЛ11	2,08	42
ВЛ22 ^м	0,83	17
ВЛ23	1,25	25
ВЛ60 ^к , ВЛ60 ^р	3,33	10
ВЛ60 ^{пк}	3,33	10
ВЛ80 ^к	4,83	14
ВЛ80 ^г , ВЛ80 ^с	5,50	16
ВЛ80 ^р	5,83	18
ВЛ82 ^м , ВЛ82	4,17	12
ЧС2	1,17	23
ЧС2 ^г	1,33	27
ЧС3	0,83	17
ЧС4	2,00	6
ЧС4 ^г	2,33	7

Правила тяговых расчетов рекомендуют в отопительный сезон учитывать расход электроэнергии на отопление, исходя из полного времени работы электровоза и среднего рекомендуемого значения потребления энергии 0,07—0,14 кВт · ч/мин на один электровоз.

Расход электроэнергии на собственные нужды электропоездов, пассажирских и почтово-багажных вагонов определяют, исходя из полного времени их работы и значений потребляемой электроэнергии, приведенных в табл. 7.3.

Удельный расход электроэнергии определяют по формуле

$$a = \frac{A \cdot 10^3}{M_Q S}, \frac{\text{Вт} \cdot \text{ч}}{\text{ткм}} \quad \text{или} \quad a = \frac{A \cdot 10^4}{M_Q S}, \frac{\text{Вт} \cdot \text{ч}}{10^4 \cdot \text{ткм}}$$

Таблица 7.3

Удельный расход электроэнергии вагонами на собственные нужды

Состав электропоезда или тип вагона	Вспомогательные машины		Отопление		Освещение	
	Потребление электроэнергии, кВт · ч/мин	Средний ток, А	Потребление электроэнергии, кВт · ч/мин	Средний ток, А	Потребление электроэнергии, кВт · ч/мин	Средний ток, А
ЭР1, ЭР2 (10 вагонов)	0,58	12	2,92	58	0,30	6
ЭР9 всех индексов (10 вагонов)	1,08	3	2,92	7	0,30	1
ЭР22, ЭР22В (8 вагонов)	1,25	25	3,20	64	0,37	9
Пассажирский вагон	—	—	0,80	16/2*	—	—
Почтово-багажный вагон	—	—	0,40	8/1*	—	—

* В числителе указан ток при напряжении в контактной сети $U_{\text{кв}} = 3000 \text{ В}$, а в знаменателе при $U_{\text{кв}} = 25 \text{ 000 В}$.

Значение удельного расхода электроэнергии, как и топлива, изменяется в широких пределах в зависимости от осевой нагрузки, веса состава и др. В грузовом движении удельный расход наименьший 10—20 Вт · ч/т · км. В пассажирском движении $a = 20—30 \text{ Вт} \cdot \text{ч/т} \cdot \text{км}$. В пригородном движении $a = 30—40 \text{ Вт} \cdot \text{ч/т} \cdot \text{км}$. Самые большие значения удельного расхода электроэнергии в скоростном движении — $a = 60 \text{ Вт} \cdot \text{ч/т} \cdot \text{км}$ и более.

7.3. Влияние эксплуатационных факторов на расход дизельного топлива

Количество топлива, израсходованного тепловозом на перемещение состава по участку, зависит от многих факторов. Среди них особо следует выделить эксплуатационные факторы, величина и характер которых изменяются в процессе осуществления перевозочного процесса, что определяет их влияние на расход топлива тепловозами.

Эксплуатационные факторы, определяющие расход энергоресурсов на тягу поездов можно разделить на две большие группы: качественные и количественные.

К **качественным** следует отнести факторы, которые нельзя или достаточно сложно измерить. Например, машинист или локомотив, модифицированное топливо или система управления локомотивом.

К **количественным** относят такие факторы, как перевозочная работа, вес состава и средняя осевая нагрузка, техническая и участковая скорость движения и др.

Подход к исследованию влияния эксплуатационных факторов на расход энергоресурсов должен быть различным для каждой из названных групп.

Традиционно исследование влияния эксплуатационных факторов на расход топлива (электроэнергии) выполняют либо экспериментальным путем, либо с помощью моделирования движения поезда, опирающегося на положения теории локомотивной тяги и, нередко, теории оптимального управления. Получение экспериментальных данных с помощью тягово-энергетических испытаний не только трудоемко, но требует дополнительных затрат на топливо. Выполнение тяговых расчетов без применения вычислительной техники достаточно трудоемко, сложно, а зачастую невозможно учесть многочисленные особенности реальной

эксплуатации локомотивов. В то же время много ценной информации содержится в маршрутных листах машинистов.

В условиях применения системы интегрированной обработки маршрутов машиниста (ИОММ) в локомотивных депо принят следующий порядок. После поездки машинист сдает маршрутный лист дежурному по депо. Дежурный по депо передает маршрутный лист расшифровщику. Расшифровщик, проверив правильность заполнения маршрутных листов машинистами, передает их технологам. Данные из маршрутных листов технологи заносят в компьютер. По сети эти данные в виде, удобном для чтения и обработки, отправляют в дорожный информационно-вычислительный центр — ИВЦ, где их обрабатывают и обобщают. Система ИОММ позволяет хранить информацию о поездках локомотивов и локомотивных бригад на электронных носителях и обрабатывать эту информацию на вычислительных машинах.

Анализ маршрутных листов показывает, что расход топлива изменяется в широких пределах, что в значительной степени определяется воздействием случайных факторов, изменяющихся от поездки к поездке.

Прежде чем приступить к работе с информацией из маршрутных листов ее подвергают обработке. Предварительная обработка необходима для того, чтобы в дальнейшем с наибольшей эффективностью, а главное — корректно, использовать для построения эмпирических зависимостей статистические методы. Содержание предварительной обработки в основном состоит в отсеивании грубых погрешностей, неизбежно имеющих место при заполнении маршрутных листов и вводе информации в ЭВМ.

Для того чтобы получить представление о порядке значений исследуемых величин и характере их изменения, строят гистограммы распределения исследуемых величин и их поля рассеяния.

Гистограмма — это эмпирический график распределения случайной величины. Цель построения гистограмм — сделать заключения о некоторой совокупности, используя выборку из нее. Гистограмма строится следующим образом: над каждым отрезком оси абсцисс, изображающим интервал значений величины, строится прямоугольник, площадь которого пропорциональна частоте появления рассматриваемой величины в этом интервале.

Некоторые гистограммы распределения исследуемых величин для грузовых поездов построены с помощью табличного процессора Microsoft Excel и приведены на рис. 7.3.

Представление о характере изменения расхода топлива с изменением некоторых факторов дает построение полей рассеяния. Поля рассеяния строятся по данным из маршрутных листов в прямоугольной системе координат. По оси абсцисс откладывают значение исследуемого фактора, а по оси ординат — значения соответствующего расхода топлива. Результат каждой поездки отображается точкой на плоскости. Совокупность таких точек определяет картину зависимости расхода топлива от рассматриваемого фактора. Для их построения использованы возможности табличного процессора Microsoft Excel.

На рис. 7.4 построены поля рассеяния полного E_T и на рис. 7.5 удельного e_T расхода топлива от величин, которые предположительно влияют на e_T . Такими независимыми переменными, например, в грузовом

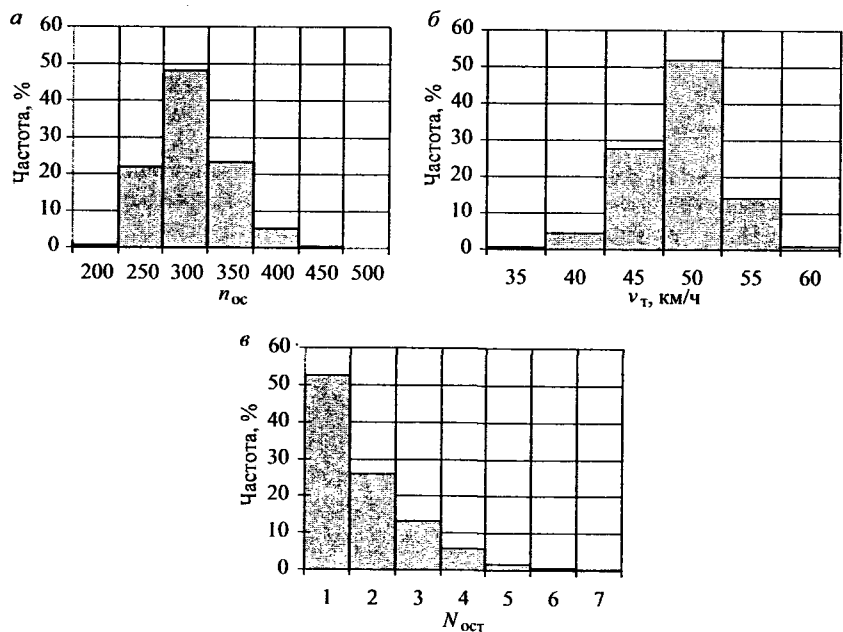


Рис. 7.3. Гистограммы распределения: *a* — числа осей в составе; *b* — значений технической скорости движения; *v* — числа остановок на промежуточных станциях

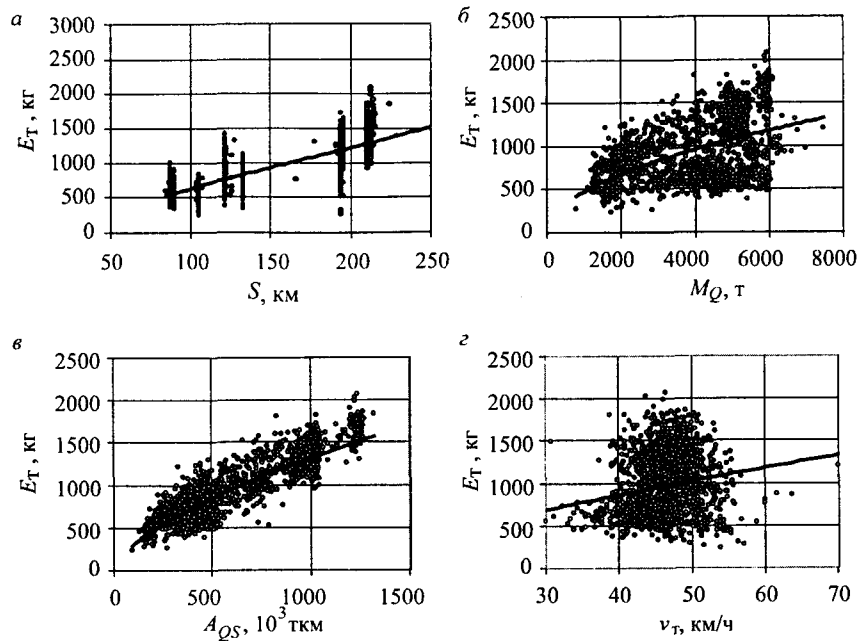


Рис. 7.4. Поля рассеяния расхода тепловозами топлива в зависимости от: *a* — пройденного расстояния; *б* — значений массы состава поезда; *в* — перевозочной работы, *г* — технической скорости

движении являются масса состава M_Q , перевозочная работа A_{QS} , техническая скорость v_T , участковая скорость v_y , число остановок за поездку $N_{ост}$, число осей в составе $n_{ос}$ и загрузка вагонов q_o .

По ширине разброса точек на поле рассеяния можно сделать вывод о степени тесноты связи между расходом топлива и фактором, его определяющим. Если точки расположены близко друг к другу в виде узкой полоски, то можно утверждать о наличии относительно тесной связи. Если точки разбросаны широко по диаграмме, то имеется слабая связь.

Анализ полей рассеяния, построенных для грузовых поездов и приведенных на рисунках 7.4—7.5, показывает, что наиболее сильное влияние на расход топлива оказывают такие факторы, как перевозочная работа, осевая нагрузка, масса состава, пробег.

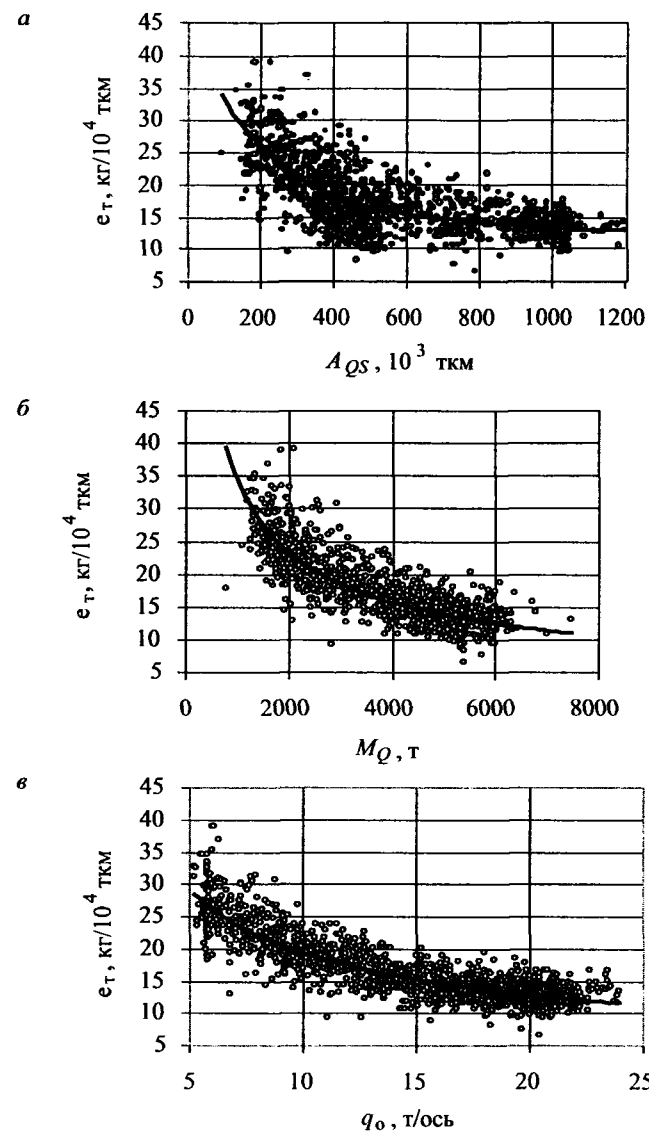


Рис. 7.5. Поля рассеяния удельного расхода топлива тепловозами в зависимости от: *a* — перевозочной работы; *б* — массы состава поезда; *в* — массы, приходящейся на ось вагона

Зависимости $E_T(A_{QS})$, $E_T(M_Q)$ и $E_T(S)$ близки к линейным, а $e_T(A_{QS})$, $e_T(M_Q)$ и $e_T(q_0)$ к гиперболическим, но в результате влияния других факторов имеют довольно широкий разброс точек. Отклонения отдельных точек от основной их массы, определяющей характер зависимости, объясняется влиянием неучтенных факторов.

На остальных полях рассеяния, например для технической скорости, закономерности, которым подчиняется основная масса точек, выражены значительно слабее. Это говорит о влиянии на расход топлива других, более сильных факторов либо об отсутствии связи между фактором и откликом на него.

Аналогичные исследования, выполненные для пассажирского и пригородного движения, в основном подтверждают закономерности, выявленные для грузового движения.

В практике энергетических расчетов, связанных с движением поездов, находят все более широкое применение статистические методы прогнозирования расхода топлива на тягу поездов, позволяющие количественно оценить влияние каждого случайного фактора на расход топлива тепловозами [7.5].

Поскольку на расход топлива оказывают влияние многие факторы, разграничить их влияние, а также оценить степень воздействия каждого на расход топлива привычными детерминированными методами не представляется возможным. В таких случаях, когда одному значению независимой величины соответствует не одно, а несколько значений других переменных величин, изменяющихся около некоторых средних значений, оценить влияние каждой переменной на конечный результат можно методами регрессионного анализа.

Сущность названного подхода состоит в определении корреляционных связей между значением расхода топлива и случайными значениями факторов, его определяющих в виде уравнения регрессии:

$$e_T = a_0 + \sum_1^n a_i x_i. \quad (7.5)$$

Значения коэффициентов корреляции a_0, a_1, \dots, a_n определяют обычно методом наименьших квадратов.

Исходными данными для составления уравнения регрессии служат данные о поездках из маршрутных листов, в которых зафиксированы значения расхода топлива и факторов x_1, x_2, \dots, x_n . В качестве факторов

x_i обычно рассматривают вес (массу) состава, среднюю осевую нагрузку вагонов, техническую и участковую скорость движения и др.

После предварительного анализа эксплуатационных факторов, влияющих на расход топлива тепловозами, определим уравнения регрессии, позволяющие с определенной вероятностью предсказывать расход дизельного топлива тепловозами.

Результаты различных выборок из маршрутных листов могут иметь различное рассеяние. Поэтому может случиться, что построение регрессионной зависимости одного и того же смысла по данным одной и той же генеральной совокупности приведет к различным уравнениям. Степень соответствия этих уравнений опытным данным, несмотря на одинаковый тип зависимости, может быть различна. Для изучения тесноты связи между функцией отклика e_T и несколькими факторами x_1, x_2, \dots, x_m используют коэффициент множественной корреляции R . Коэффициент множественной корреляции служит, в частности, для оценки качества предсказания. R всегда положителен и изменяется от 0 до 1. Чем больше R , тем лучше качество предсказаний данной моделью опытных данных.

Величину R^2 называют множественным коэффициентом детерминации. Она показывает, какая часть дисперсии функции отклика объясняется вариацией линейной комбинации выбранных факторов x_1, x_2, \dots, x_m . Иначе говоря, значение R^2 дает численную оценку того, насколько изменчивость предсказываемой величины объясняется включенными в модель факторами.

В результате обработки данных из маршрутных листов при последовательном введении факторов в модель получены уравнения регрессии, приведенные в таблицах 7.4 — для грузового, 7.5 — для пассажирского и 7.6 — для пригородного движения.

Обработка данных о расходе топлива и построение регрессионных моделей выполнены с использованием табличного процессора Microsoft Excel.

Все уравнения получены для расхода натурального дизельного топлива.

Влияние некоторых из рассмотренных выше факторов на расход топлива тепловозами рассмотрим более детально.

Влияние массы (веса) состава. Весь исследуемый массив данных о поездках, взятый из маршрутных листов машиниста разделим на

Таблица 7.4

Результаты построения уравнений регрессии (грузовое движение)

№	Уравнение регрессии	R^2
1	$B = 312,7 + 1,031A_{QS}$	0,818
2	$B = 514,7 + 1,444A_{QS} - 31,95q_0$	0,881
3	$B = 534,4 + 1,452A_{QS} - 23,06q_0 - 0,0376M_Q$	0,884
4	$B = 263,6 + 1,084A_{QS} - 24,04q_0 - 0,0233M_Q + 1,718S$	0,889
5	$B = 334,0 + 1,082A_{QS} - 23,65q_0 + 0,0213M_Q + 1,768S - 1,611v_T$	0,889
6	$B = -57,45 + 1,018A_{QS} - 5,371q_0 - 0,0344M_Q + 1,847S - 1,078v_T + 1,101v_y + 0,960n_{oc} + 24,77N_{ocT}$	0,895

Таблица 7.5

Результаты построения уравнений регрессии (пассажирское движение)

№	Уравнение регрессии	R^2
1	$B = 57,0 + 2,7485A_{QS}$	0,814
2	$B = 204,9 + 3,117A_{QS} - 4,350N_{ocT}$	0,855
3	$B = 205,1 + 3,104A_{QS} - 4,364n_{oc} + 0,509N_{ocT}$	0,855
4	$B = 152,2 + 3,076A_{QS} - 4,265n_{oc} + 1,499N_{ocT} + 0,813v_T$	0,855
5	$B = 175,1 + 3,151A_{QS} - 4,436n_{oc} - 0,536N_{ocT} + 3,613v_T - 3,326v_y$	0,858
6	$B = 138,4 + 2,998A_{QS} - 4,194n_{oc} - 0,719N_{ocT} + 2,578v_T - 2,207v_y + 1,650t_{CT}$	0,860
7	$B = 185,0 + 3,049A_{QS} - 4,383n_{oc} - 1,369N_{ocT} + 1,870v_T - 1,951v_y + 1,005t_{CT} + 2,295t_{нар}$	0,866
8	$B = 24,0 + 1,853A_{QS} - 0,744n_{oc} - 0,666N_{ocT} + 2,121v_T - 2,451v_y + 0,832t_{CT} + 2,347t_{нар} + 0,864S$	0,873

Таблица 7.6

Результаты построения уравнений регрессии (пригородное движение)

№	Уравнение регрессии	R^2
1	$B = 47,4 + 1,224S$	0,889
2	$B = 36,6 + 1,145S + 0,702N_{ocT}$	0,895
3	$B = 35,6 + 1,162S + 0,747N_{ocT} - 0,0854t_{CT}$	0,895
4	$B = 90,1 + 1,243S + 0,671N_{ocT} - 0,1511t_{CT} - 1,494v_T$	0,899
5	$B = 100,1 + 1,259S + 0,584N_{ocT} - 0,1457t_{CT} - 0,636v_T - 1,358v_y$	0,900

группы поездов со средней массой, приходящейся на ось вагона: 5—10 т/ось; 10—15 т/ось; 15—20 т/ось и 20—25 т/ось. Для каждой группы методом наименьших квадратов получено выражение вида $e_T = a_1 M_Q^{a_2}$ (a_1 и a_2 — коэффициенты пропорциональности). Поле рассеяния и аппроксимирующие кривые приведены на рисунке 7.6, а. Из рисунка видно, что характер зависимости $e_T(M_Q)$ меняется с увеличением значения средней массы, приходящейся на ось вагона. Влияние массы (веса) состава снижается с ростом загрузки вагонов. Таким образом, следует отметить, что очевидная на первый взгляд, близкая к гиперболической зависимость удельного расхода топлива от массы состава, приведенная на рисунке 7.5, на самом деле складывается из от-

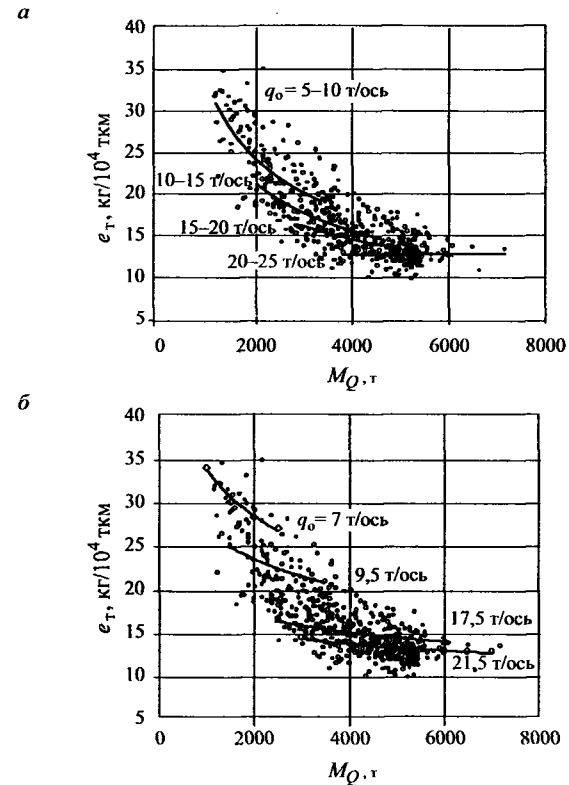


Рис. 7.6. Статистические данные по влиянию массы состава поезда на величину удельного расхода топлива на тягу поездов

дельных кривых для различных загрузок вагонов. Эта закономерность важна для оценки топливной экономичности вождения неполновесных поездов. Для груженых поездов, как это видно из рисунка 7.6, *а*, изменение массы (веса) состава значительно меньше отражается на удельном расходе топлива.

Влияние загрузки вагона. Разбив исследуемый массив на группы поездов с массой до 2000 т; 2000—3000 т; 3000—4000 т; 4000—5000 т; и более 5000 т, проведем для каждой группы построения аналогичные выполненным при исследовании влияния массы (веса) состава. Поля рассеяния и аппроксимирующие кривые приведены на рис. 7.7. Видно, что характер зависимости $e_T(q_0)$ практически не зависит от массы (веса) состава.

На рисунке 7.6, *б* приведены зависимости, аналогичные приведенным на рисунке 7.6, *а*, но полученные в результате выполнения тяговых расчетов. Кривые наложены на поля рассеяния данных из маршрутных листов.

Сравнение рисунков 7.6, *а* и 7.6, *б* показывает, что результаты моделирования расхода топлива достаточно хорошо согласуются с результатами реальных поездок, а следовательно, могут быть использо-

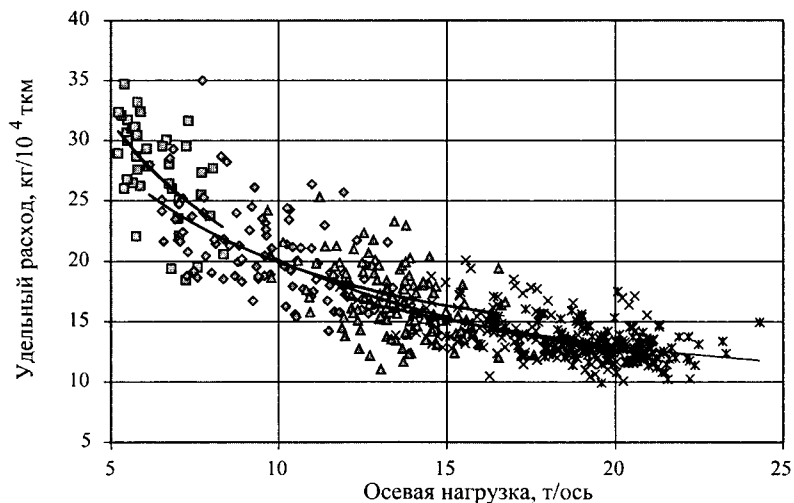


Рис. 7.7. Расчетные данные по влиянию массы состава поезда на величину удельного расхода топлива на тягу поездов

ваны для оценки топливосберегающих мероприятий и для проведения исследований, направленных на снижение расхода топлива тепловозами.

Влияние скорости движения поезда. Влияние скорости движения на расход топлива тепловозом при построении поля рассеяния не проявляется столь же явно, как влияние массы состава или осевой нагрузки (см. рис. 7.4, *з*). Выделить из общей массы поездок значительное количество таких, которые отличаются только скоростью движения, не представляется возможным. Организация опытных поездок для определения влияния скорости движения на расход топлива — мероприятие трудоемкое и дорогостоящее.

Оценить влияние скорости движения, а также остановок поезда на расход топлива удастся при выполнении тяговых расчетов.

Пример результатов расчетов, выполненных при безостановочном движении для различных значений массы состава, приведен на рисунке 7.8.

Сравнение модели, основанной на тяговых расчетах, с регрессионными показывает, что регрессионные модели значительно проще и их применение значительно менее трудоемко.

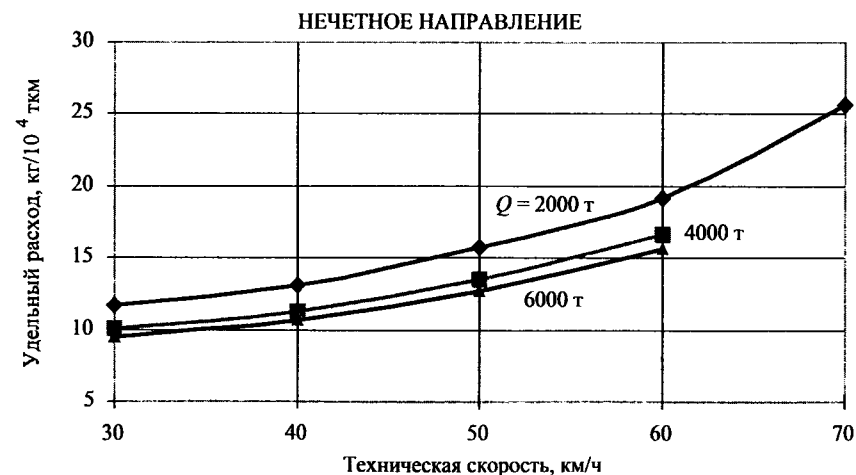


Рис. 7.8. Зависимость удельного расхода топлива тепловозами на тягу поездов от технической скорости движения

7.4. Нормирование расхода энергоресурсов

Нормирование расхода топливно-энергетических ресурсов на тягу поездов позволяет:

- планировать работу топливного хозяйства на предстоящий период;
- оценивать эффективность работы локомотивных бригад, направленной на топливо- (энерго-) сбережение;
- оценивать теплотехническое состояние тепловозов.

Объективная оценка работы локомотивной бригады и технического состояния локомотива позволяет специалистам принимать обоснованные организационные и технические решения, результатом которых является снижение расхода энергоресурсов на тягу поездов.

Нормы расхода топливно-энергетических ресурсов устанавливаются для вида тяги в целом, для отдельных видов движения (грузового, пассажирского, пригородного, маневрового, хозяйственного и пр.), для серий локомотивов, участков обращения.

Норму расхода задают в килограммах условного топлива (кВт · ч — для электротяги) на единицу перевозочной работы, например 10^4 ткм брутто или на 100 локомотиво-километров маневровой работы.

Для магистральных локомотивов норму расхода топливно-энергетических ресурсов определяют по нормообразующим факторам, коэффициенты влияния которых находят из уравнения тягово-энергетического паспорта. В остальных видах движения норму определяют, экстраполируя изменение фактического расхода.

Уравнение тягово-энергетического паспорта представляет собой зависимость удельного расхода дизельного топлива (электроэнергии), определяемую энергетическими характеристиками локомотива, состава и пути при движении состава весом Q со средней технической скоростью v_T по прямому горизонтальному участку пути.

При определении индивидуальной технической нормы расхода дизельного топлива на поездку определяют исходную норму расхода $e_{то}$. Исходную норму можно определить по уравнению тягово-энергетического паспорта, либо путем выполнения тяговых расчетов, либо в результате обработки статистических данных, полученных из маршрутных листов машиниста.

Исходная норма корректируется с использованием коэффициентов влияния отдельных факторов. Коэффициент влияния отдельного нормообразующего фактора показывает, на сколько меняется исходная норма расхода топлива при изменении данного фактора на единицу. Значения коэффициентов влияния получают путем дифференцирования уравнения тягово-энергетического паспорта, либо путем проведения экспериментальных исследований, либо путем обработки статистической информации.

При определении нормы расхода топливно-энергетических ресурсов по сериям локомотивов, по видам движения, для локомотивного депо, отделения дороги и т.п. в качестве исходного значения расхода принимают фактический расход за базовый период времени, например за предыдущий год. С помощью коэффициентов влияния по изменению средних значений нормообразующих факторов исходное значение расхода топлива корректируют, получая плановый расход:

$$e_T = e_{то} + 0,01 \sum_{i=1}^l \beta_i \cdot \Delta \Pi_i + \delta_{нф},$$

где $\Delta \Pi_i$ — изменение i -го нормообразующего фактора, %, км/ч, 1°C ; β_i — коэффициент влияния i -го нормообразующего фактора, %; $\delta_{нф}$ — суммарное предполагаемое влияние на норму неучтенных факторов.

Наиболее вероятные значения $\delta_{нф}$ для конкретных условий эксплуатации тепловозов выявляют в результате периодически выполняемого анализа отклонения фактических удельных расходов топлива от соответствующих норм.

Поскольку зависимость удельного расхода топлива от большинства эксплуатационных факторов нелинейная, среди составляющих нерасчетного фактора, определяющих погрешность прогнозирования расхода топлива на тягу поездов, можно, например, назвать характер и параметры распределения каждого из нормообразующих факторов.

Рассмотрим пример.

Построенная по данным из маршрутов машиниста гистограмма распределения массы состава имеет, например, вид, приведенный на рис. 7.9.

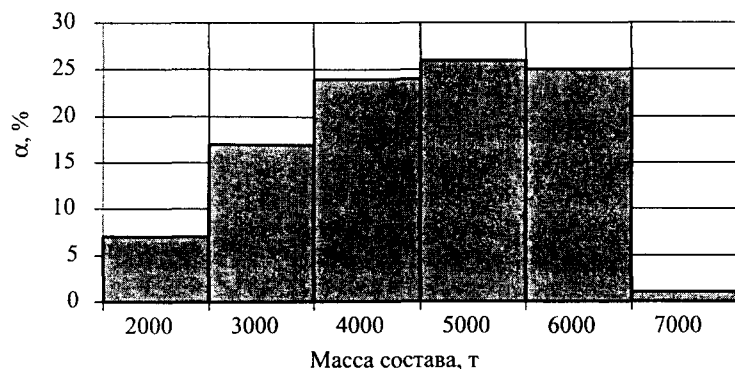


Рис. 7.9. Гистограмма распределения массы составов по данным маршрутов машиниста

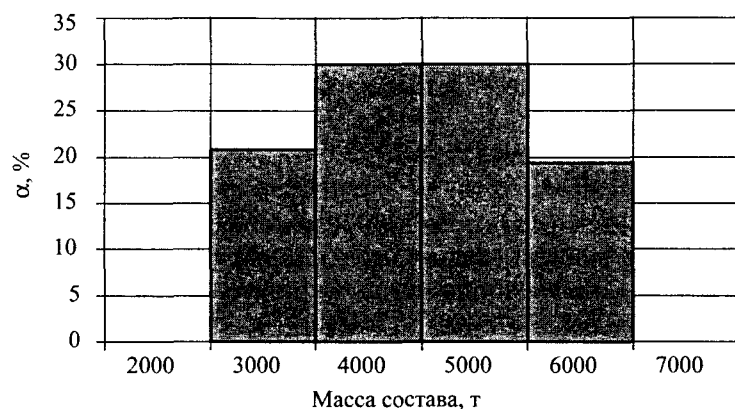


Рис. 7.10. Гистограмма распределения массы составов, полученная расчетом

Средняя масса состава определяется как

$$M_{Q\text{cp}} = \sum \alpha_i M_{Q_i}$$

Следовательно, для случая, приведенного на рисунке 7.9, средняя масса состава — 4480 т.

На рисунке 7.10 приведена гистограмма распределения массы состава, отличающаяся от приведенной на рисунке 7.9. Однако при этом средняя масса состава тоже — 4480 т. Допустим, что все остальные

факторы, определяющие расход топлива на тягу поездов остались без изменения. Используя зависимость удельного расхода топлива от массы состава, приведенную на рисунке 7.5, б, определим среднее значение удельного расхода топлива для двух, приведенных выше, вариантов распределения массы состава.

Результаты расчета сведем в таблицу 7.7 для первого варианта распределения массы состава и в таблицу 7.8 для второго варианта. Изменение удельного расхода $\Delta e_T = 15,130 - 14,987 = 0,143 \text{ кг}/10^4 \text{ ткм}$ или 0,95%. Таким образом, только изменение распределения массы состава при неизменном среднем ее значении привело к изменению средне-взвешенного значения удельного расхода топлива на 0,95%.

Так же изменяется удельный расход топлива под влиянием характера распределения и других эксплуатационных факторов (осевой нагрузки, технической и участковой скорости, перевозочной работы, др.). Следовательно, нормирование или прогнозирование расхода топлива по изменению только средних значений нормообразующих факторов, широко распространенное сегодня, оказывается неточным. А, следовательно, эффективность топливосберегающих решений, принимаемых на основании полученных прогнозов, оказывается низкой. В то же время информация о распределении значений нормообразующих факторов значительно повышает точность прогноза. Этот факт необходимо учитывать при нормировании и прогнозировании расхода энергоносителей.

Таблица 7.7

$M_Q, \text{ т}$	α	$e_T, \text{ кг}/10^4 \text{ ткм}$	αM_Q	αe_T
2000	7	21	140	1,470
3000	17	18	510	3,060
4000	24	16	960	3,840
5000	26	13,5	1300	3,510
6000	25	12,5	1500	3,125
7000	1	12,5	70	0,125
Сумма:			4480	15,130

Таблица 7.8

$M_Q, \text{ т}$	α	$e_T, \text{ кг}/10^4 \text{ ткм}$	αM_Q	αe_T
2000	—	—	—	—
3000	20,67	18	620	3,721
4000	30	16	1200	4,800
5000	30	13,5	1500	4,050
6000	19,33	12,5	1160	2,416
7000	—	—	—	—
Сумма:			4480	14,987

7.5. Оценка влияния качественных факторов на расход топлива магистральными тепловозами

Кроме количественных факторов, оказывающих влияние на расход топлива тепловозами, следует отметить и качественные, например машинист или локомотив. Измерить их не представляется возможным, но оценить влияние этих факторов очень важно.

Если, как это принято думать, на расход топлива существенное влияние оказывают машинист и техническое состояние локомотива, то по отклонению от нормы расхода топлива можно выявлять как лучших, так и худших. Объективность нормирования, а следовательно, и оценки качества работы машиниста и локомотива дает возможность реализации адресных эффективных решений, направленных на снижение расхода топлива. Однако значимость таких факторов, как локомотив и машинист, требует доказательства.

Исследование качественных факторов выполнено ниже на примере исследования влияния локомотива и машиниста на расход топлива за поездку.

В практике эксплуатационной работы принято считать, что такие факторы, как квалификация машиниста и конкретный экземпляр локомотива, являются факторами, безусловно, значимыми. Признанием этого факта является система нормирования расхода топлива на поездку и поощрения локомотивных бригад по результатам выполнения норм. На ту же основу опирается предположение о возможности выявлять «пережигающие» локомотивы. Однако действительно ли названные факторы являются значимыми?

С вопросом, сформулированным выше, тесно связан вопрос оценки способа нормирования расхода топлива на поездку. Как оценить, насколько объективна система нормирования, насколько она позволяет выявлять машинистов (локомотивы), которые экономят или перерасходуют дизельное топливо?

Для ответа на эти вопросы целесообразно воспользоваться аппаратом дисперсионного анализа.

Дисперсионным анализом называют статистический метод анализа результатов, зависящих от действия качественных факторов. Дисперсионный анализ может быть использован для выявления совместного

влияния факторов, не поддающихся количественному измерению, на изучаемый показатель. Суть метода состоит в том, что общая вариация результирующего показателя расчленяется на части, соответствующие раздельному и совместному влиянию различных качественных факторов, и остаточную вариацию аккумулирующую влияние всех неучтенных факторов. Статистическое изучение этих частей позволяет делать выводы о том, действительно ли оказывает влияние на результирующий показатель тот или иной качественный фактор [7.9].

В качестве факторов, влияние которых на расход топлива предстоит определить, будем рассматривать машинистов либо локомотивы. Исследовать влияние каждого из названных факторов будем поочередно.

В соответствии с принятой терминологией в качестве исследуемого фактора принимаем отклонение от нормы расхода топлива за поездку. Номера локомотивов или табельные номера машинистов назовем обработками. Наблюдаемый отклик (численное значение отклонения фактического расхода топлива за поездку от нормы) на каждую из обработок представляет собой случайную величину. Сформулированная задача является задачей однофакторного дисперсионного анализа.

Опишем наблюдения линейной статистической моделью

$$y_{ij} = \mu + \tau_i + \varepsilon_{ij}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (7.6)$$

где y_{ij} — (ij)-е наблюдение; μ — параметр, общий для всех обработок, представляющий собой математическое ожидание общего среднего; τ_i — параметр, характеризующий i -ю обработку, называемый эффектом i -й обработки; ε_{ij} — случайная ошибка.

Целью исследования является проверка соответствующей гипотезы относительно эффектов обработок и оценка этих эффектов. При проверке гипотез ошибки модели считаются независимо распределенными нормальными переменными с нулевым средним и дисперсией σ^2 , причем эта дисперсия одна и та же для всех уровней факторов. Такая модель соответствует однофакторному дисперсионному анализу.

Исследуемые обработки в рассматриваемом нами случае являются случайной выборкой из большой совокупности обработок. Предполагается в дальнейшем распространить выводы, основанные на выборке, на все обработки в совокупности, независимо от того, исследовались они или нет. Выполняя исследование, мы должны проверить гипотезу об изменчивости τ_i и попытаться оценить эту изменчивость. Такая мо-

дель носит название модели случайных эффектов, или модели компонентов дисперсии. Иначе говоря мы должны проверить гипотезу H_0 о том, что исследуемый качественный фактор не влияет на результирующий признак (в рассматриваемом случае проверяем гипотезу о том, что от конкретного машиниста (локомотива) не зависит отклонение фактического расхода топлива за поездку от нормы).

Проверка гипотезы состоит в следующем. Берется случайная выборка, по которой находится значение некоторой статистики, и принимается решение, отклонить или принять гипотезу H_0 .

При проверке гипотезы задаются уровнем значимости критерия. Для проверки гипотезы в дисперсионном анализе предлагается следующий статистический критерий: если $F \leq F_{\alpha}(I-1, n-1)$, то гипотеза принимается, в противном случае — отвергается. Если гипотеза H_0 отвергнута, то принимается решение, что изучаемый качественный фактор влияет на результирующий признак.

В основе дисперсионного анализа лежат допущения: эффекты обработок аддитивны, а ошибки эксперимента представляют собой независимые, нормальные случайные величины с одинаковыми дисперсиями. Однако никогда нельзя быть полностью уверенным в том, что эти допущения справедливы. Более того, часто есть все основания считать, что они не выполняются. Следствия отклонений от допущений, принятых в дисперсионном анализе, проверялись многими авторами. У Кокрена и Кокса отмечается, что строгое выполнение допущений, принятых в дисперсионном анализе, не столь существенно, т.е. небольшими отклонениями от этих допущений можно пренебрегать. Эти авторы утверждают, что отклонения от принятых допущений влияют как на уровень значимости, так и на мощность статистических критериев. Например, если экспериментатор полагает, что уровень значимости используемого критерия составляет 5%, то фактически он может быть равным 7 или 8%.

Возьмем для исследования данные о 1744 поездках в грузовом движении, взятые из маршрутных листов одного депо. Все тепловозы серии 2ТЭ10У.

Из рассматриваемого массива данных для оценки значимости фактора «машинист» выбраны данные о 703 поездках 22 машинистов. Не принимались в расчет данные о поездках тех машинистов, которых в рассматриваемом массиве оказалось менее 32. В таблице 7.9 приведе-

ны результаты дисперсионного анализа данных по отклонению от нормы расхода топлива, рассчитанной в локомотивном депо. Все вычисления выполнены с использованием табличного процессора Microsoft Excel.

Для оценки значимости фактора «локомотив» выбраны данные о 870 поездках 29 локомотивов, каждый из которых за рассматриваемый период совершил по 30 поездок. Результаты вычислений приведены в таблице 7.10.

Из табл. 7.9—7.10 видно, что поскольку $F = 1,188775 < F_{\alpha} = 1,57134$ для машинистов и $F = 1,082487 < F_{\alpha} = 1,489775$ для локомотивов, гипотеза о том, что от конкретного машиниста (локомотива) не зависит отклонение фактического расхода топлива за поездку от нормы, подтверждается. Из этого следует, что либо действительно машинист или локомотив не является значимым фактором, либо используемая в исследовании система определения нормы расхода топлива на поездку не является объективной.

Таблица 7.9

Дисперсионный анализ данных по отклонению от нормы расхода топлива при поездках различных машинистов (грузовое движение)

Источник вариации	SS	df	MS	F	P-значение	F_{α}
Между группами	371585,5	21	17694,55	1,188775	0,253376	1,57134
Внутри групп	10151357	682	14884,69			
Итого	10522943	703				

Таблица 7.10

Дисперсионный анализ данных по отклонению от нормы расхода топлива при поездках различных локомотивов (грузовое движение)

Источник вариации	SS	df	MS	F	P-значение	F_{α}
Между группами	505985,6	28	18070,92	1,082487	0,352129	1,489775
Внутри групп	14039558	841	16693,89			
Итого	14545543	869				

Для дальнейшего исследования в качестве нормы расхода топлива для тех же поездок, которые рассмотрены выше, принят расход топлива, рассчитываемый по регрессионной модели из табл. 7.4. Результаты дисперсионного анализа этих данных сведены в таблицы 7.11—7.12.

Как видно из таблиц 7.11—7.12, гипотеза о том, что от конкретного машиниста (локомотива) не зависит отклонение фактического расхода топлива за поездку от нормы, вычисленной по регрессионной модели, не принимается.

Таким образом, регрессионная модель расхода топлива на поездку значительно лучше, чем принятая в рассмотренном локомотивном депо методика нормирования, учитывает особенности эксплуатационной работы. Влияние машиниста и локомотива на расход топлива следует признать значимым, а, следовательно, организационные, технические, экономические решения, направленные на совершенствование управления локомотивом, поощрение локомотивных бригад по результатам топливосбережения, выявление «пережигающих» локомотивов оправданы и перспективны.

Таблица 7.11

Дисперсионный анализ данных по отклонению от нормы расхода топлива (регрессионная модель) при поездках различных машинистов (грузовое движение)

Источник вариации	SS	df	MS	F	P-значение	F $_{\alpha}$
Между группами	654707,7	21	31176,56	2,53	0,00019307	1,57134
Внутри групп	8387616	682	12298,56			
Итого	9042324	703				

Таблица 7.12

Дисперсионный анализ данных по отклонению от нормы расхода топлива (регрессионная модель по данным 2000 г.) при поездках различных локомотивов (грузовое движение)

Источник вариации	SS	df	MS	F	P-значение	F $_{\alpha}$
Между группами	679026,2	28	24250,93	1,795496	0,007206	1,489775
Внутри групп	11359001	841	13506,54			
Итого	12038028	869				

Для оценки изменчивости регрессионной модели расхода топлива выполним следующее исследование. Принимаем регрессионную модель, построенную на данных из маршрутных листов четырехлетней давности и рассчитывая по ней норму расхода топлива на поездку, по отклонению фактического расхода топлива от нормы оценим значимость факторов «машинист» и «локомотив». Результаты расчетов приведены в таблицах 7.13—7.14.

Из результатов расчетов, приведенных в таблицах 7.13—7.14, видно, что однажды составленная регрессионная модель расхода топлива остается пригодной для оценки квалификации машиниста и технического состояния локомотива на протяжении достаточно длительного периода (в рассмотренном выше случае более 4 лет). Одновременно можно утверждать, что методика нормирования расхода топлива на поездку применяемая в локомотивном депо, на данных которого проведено исследование, не позволяет адекватно оценивать ни квалификацию машиниста, ни техническое состояние локомотива, а следовательно, не выполняет свою основную функцию.

Таблица 7.13

Дисперсионный анализ данных по отклонению от нормы расхода топлива (регрессионная модель по данным четырехлетней давности) при поездках различных машинистов (грузовое движение)

Источник вариации	SS	df	MS	F	P-значение	F $_{\alpha}$
Между группами	482298,1	21	22966,58	1,645922	0,034634	1,57134
Внутри групп	9516369	682	13953,62			
Итого	9998667	703				

Таблица 7.14

Дисперсионный анализ данных по отклонению от нормы расхода топлива (регрессионная модель по данным четырехлетней давности) при поездках различных локомотивов (грузовое движение)

Источник вариации	SS	df	MS	F	P-значение	F $_{\alpha}$
Между группами	683189,9	28	24399,64	1,611946	0,023989	1,489775
Внутри групп	12730015	841	15136,76			
Итого	13413205	869				

Методика оценки значимости влияния машиниста или локомотива на расход топлива за поездку может быть без каких-либо изменений использована для оценки технических решений, предлагаемых для повышения топливной экономичности магистральных тепловозов. Так, тепловозы, прошедшие какую-либо модернизацию, выделяют в одну группу, а не модернизированные — в другую. По данным из маршрутных листов за некоторый период эксплуатации с помощью дисперсионного анализа оценивается значимость фактора модернизации.

Глава 8

ИСПЫТАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ

8.1. Назначение и классификация испытаний

Основное *назначение* испытаний локомотивов — экспериментальное определение эксплуатационных и конструктивных характеристик и свойств основных узлов и локомотивов в целом, а также проверка соответствия полученных характеристик опытного образца заданным техническим условиям.

По результатам испытаний оценивают технический уровень и надежность опытных локомотивов, принимают решения о запуске серии локомотива в массовое производство или продолжении доводочных мероприятий и определяют условия рационального использования данной серии тепловозов на участках, имеющих различные профили пути.

Развитие техники и методов испытания локомотивов в России началось практически одновременно с постройкой первых отечественных магистральных паровозов (1846 г.) на Александровском заводе в Петербурге.

Наиболее значительный вклад в развитие отечественной техники испытания паровозов внесли русские инженеры-ученые В.И. Лопушинский, А.П. Бородин, Л.М. Леви, М.В. Гололобов, Н.П. Петров, Ю.В. Ломоносов и другие.

Как уже отмечалось в разделе 1.6 учебника, в 1912 году по инициативе профессора Юрия Владимировича Ломоносова в Петербурге была создана «Контора опытов над типами паровозов», паровозный отдел которого проводил испытания паровозов на государственных железных дорогах России. На базе «Конторы опытов над типами паровозов», которая была переведена в Москву 30 апреля 1918 года, был создан Экспериментальный институт путей сообщения. Ныне это — ГУП

ВНИИЖТ — Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта, где сосредоточены мощный научный потенциал и экспериментальная база, позволяющие проводить комплексные испытания вновь создаваемого и модернизированного подвижного состава.

Основу экспериментальной базы ВНИИЖТа составляет Экспериментальное кольцо (ст. Щербинка Московской ж.д.), состоящее из трех замкнутых кольцевых пути. Именно на Опытном кольце ВНИИЖТа с 1945 года проводятся всесторонние испытания всех вновь создаваемых серий отечественных локомотивов, ныне это — тепловозы, электровозы, дизель- и электропоезда, а также автомотрисы и рельсовые автобусы.

Классификация испытаний подвижного состава основана на их разделении по следующим признакам:

- а) по назначению:
 - предварительные,
 - приемочные,
 - сертификационные;
- б) по способам проведения:
 - заводские (стационарные),
 - эксплуатационные (линейные);
- в) по характеру испытаний:
 - на моделях,
 - натурные испытания первого образца,
 - испытания локомотивов серийного производства.

Приемочные испытания представляют собой контрольные испытания опытных образцов или партий локомотивов, проводимые с целью решения вопроса постановки этой серии на массовое производство и использования по назначению.

Сертификационные испытания — контрольные испытания локомотивов, проводимые с целью установления соответствия их характеристик и показателей национальным и международным нормативным документам, указанных в Техническом задании.

Опытные образцы локомотивов проходят следующие виды *испытаний*: заводские, тягово-теплотехнические (для тепловозов) или тягово-энергетические (для электровозов), по воздействию на путь, динамические, прочностные, эксплуатационно-ремонтные и тягово-эксплуатационные.

При *заводских* испытаниях в лабораторных условиях на стендах проверяется работа основных узлов и агрегатов локомотива (дизеля, тягового генератора, тяговых электродвигателей, гидропередач, вспомогательных машин и агрегатов). При этом проводятся наладка оборудования, проверка прочности и работоспособности узлов. Электрическое оборудование и элементы ходовой части подвергаются ускоренным вибрационным испытаниям, а электронное оборудование — т. н. «тренировочным испытаниям» с целью выбраковки ненадежных элементов перед постановкой на локомотив. Затем заводом-изготовителем проводятся контрольно-ходовые испытания локомотива с поездами установленного веса.

Тягово-теплотехнические испытания новых конструкций тепловозов, дизель-поездов, автомотрис и рельсовых автобусов проводятся, как правило, на Экспериментальном кольце ВНИИЖТа, а также на специализированном участке Белореченская — Майкоп, т. е. в условиях, имитирующих эксплуатационную обстановку на железных дорогах. Такие испытания проводятся в следующих объемах:

- эксплуатационный пробег для магистральных тепловозов с грузовыми или пассажирскими поездами заданного веса не менее 5000 км;
- выполнение маневровой работы на станциях для маневровых тепловозов и газотепловозов не менее 300 ч;
- эксплуатационный пробег для дизель-поездов, автомотрис и рельсовых автобусов без пассажиров не менее 5000 км.

При тягово-теплотехнических испытаниях локомотива устанавливают работоспособность основных узлов, взаимодействие всех его агрегатов и систем, реализацию расчетных номинальных режимов работы в эксплуатационных условиях. При необходимости осуществляют проверку работы отдельных агрегатов и систем.

Испытания локомотивов *по воздействию на путь* проводятся для экспериментального определения сил взаимодействия между подвижным составом и верхним строением пути и установлению максимально допустимых скоростей, обеспечивающих безопасность движения. Испытания проводятся на прямых участках пути и кривых радиусами 250—300 м и 600—700 м, а также на стрелочных переводах.

При *динамических испытаниях* проверяют ходовые качества локомотива, исследуют характер колебаний тележек и кузова, измеряют динамические силы, возникающие в узлах экипажной части при дви-

жении с различными скоростями. Для регистрации динамических процессов используют преобразователи механических параметров в электрические, измерительные усилители, магнитографы, электрические фильтры, аналого-цифровые преобразователи, накопители и т.д. Обработка результатов испытаний проводится на ЭВМ.

Прочностные испытания проводят с целью детального исследования механических напряжений в различных частях рам тележек и тепловоза, кузова в статическом состоянии и при движении.

Эксплуатационно-ремонтные испытания проводят в период эксплуатационного пробега локомотивом первых 100—150 тыс. км после постройки. Локомотивные депо и участки обращения для эксплуатационно-ремонтных испытаний определяются Департаментом локомотивного хозяйства (ЦТ ОАО РЖД). Испытуемые локомотивы для удобства наблюдений группируются в одном или ограниченном количестве депо. Эксплуатацию опытных тепловозов с поездами установленного веса осуществляют закрепленные локомотивные бригады, прошедшие специальную подготовку.

При испытаниях оценивают показатели безотказности, долговечности и ремонтпригодности, а также степень износа основных узлов, вспомогательных машин и агрегатов и тепловоза или дизель-поезда в целом. Производится оценка трудоемкости ремонта узлов и агрегатов, проверка технологичности ремонта, приспособленности и доступности монтажа и демонтажа узлов, осмотра и технического обслуживания на локомотиве.

К числу показателей надежности, подлежащих определению при эксплуатационно-ремонтных испытаниях магистральных тепловозов, относятся:

- среднее значение параметра потока отказов ω на 10^6 км пробега;
- назначенный ресурс до первого текущего ремонта в объеме ТРЗ, 10^3 км пробега;
- удельная суммарная трудоемкость технических обслуживаний и ремонтов за наработку до первого ремонта в объеме ТРЗ, чел. · ч/ 10^3 км.

Тягово-эксплуатационные испытания локомотивов проводятся службами локомотивного хозяйства железных дорог с применением тягово-энергетической лаборатории и (или) динамометрической автосцепки. Основная задача этих испытаний — оценить эффективность исполь-

зования данной серии локомотива на конкретном участке обращения. В процессе тягово-эксплуатационных испытаний устанавливают: рациональные режимы вождения поездов, условия наиболее полного использования мощности дизеля и сцепного веса локомотива в условиях эксплуатации; проверяют сходимость результатов испытаний и тяговых расчетов, а также определяют расчетный вес поезда для каждого участка обращения; оценивают эффективность работы узлов и агрегатов тепловоза в условиях эксплуатации на конкретном участке железной дороги.

По результатам каждого вида испытания в конструкцию тяговых единиц подвижного состава при необходимости вносят нужные изменения, по завершении испытаний опытные образцы тепловоза, дизель-поезда, автомотрисы или рельсового автобуса запускают в серийное производство.

Важное место в системе ходовых испытаний локомотивов занимают тягово-энергетические лаборатории.

Тягово-энергетические лаборатории, которые пришли на смену динамометрическим вагонам, многие годы применявшимся на сети железных дорог при испытаниях подвижного состава, представляют собой вагоны-лаборатории, оборудованные всеми необходимыми измерительными и вычислительными средствами для эксплуатационных испытаний локомотивов. Лабораторию выполняют на базе цельнометаллического пассажирского вагона, имеющего автономное питание от двух типовых аккумуляторных батарей, расположенных под полом вагона. Также вагон-лабораторию оборудуют мотор-генератором трехфазного тока, который используют как источник переменного тока при испытаниях.

Тягово-энергетическую лабораторию устанавливают в составе поезда между опытным локомотивом и первым вагоном. Измерительные кабели от опытного локомотива подводятся к вводным щиткам, расположенным в тамбурах лаборатории.

В измерительном зале вагона-лаборатории размещен измерительный-вычислительный комплекс (ИВК) и другая аппаратура.

В состав ИВК в соответствии с требованиями ГОСТ 26.203 входят технические и программные компоненты, в т.ч.:

- средства измерений электрических величин;
- средства вычислительной техники;

- меры текущего времени и интервалов времени;
- средства ввода-вывода цифровой и релейной информации;
- блоки интерфейсного сопряжения и контроллеры;
- устройства буферной памяти;
- источник питания.

Для измерения продольных сил, возникающих в составе поезда (силы тяги, сопротивления движению, торможения и др.) при его движении, тягово-энергетическую лабораторию могут оборудовать электрическими или гидравлическими динамометрами.

Принцип действия гидравлических динамометров основан на изменении статического давления рабочей жидкости (смесь глицерина и спирта) в замкнутом объеме. Из различных конструкций гидравлических динамометров практическое применение на динамометрических вагонах старой постройки получили т.н. гидравлические кассетные однокамерные динамометры производства опытного завода ВНИИЖТ МПС. В такой конструкции продольные силы поезда от фрикционного аппарата автосцепки динамометрического вагона через плунжер передаются на диафрагму камеры, заполненной рабочей жидкостью, и вызывают изменение ее статического давления. Данное изменение давления в камере динамометра пропорционально изменению величины динамической силы тяги опытного локомотива, что фиксируется специально отградуированной аппаратурой, и информация передается оператору вагона.

Гидравлические кассетные однокамерные динамометры обладают большой инерционностью, в поездке сложно обеспечить синхронизацию записи мгновенных значений силы тяги и других параметров движения опытного локомотива, измеряемыми электрическими устройствами, что приводит к большим погрешностям результатов испытаний. По этим и ряду других причин современные тягово-энергетические лаборатории оборудуют преимущественно электрическими динамометрами.

В последние годы тягово-энергетические лаборатории оборудуют динамометрическими автосцепками с датчиками, выполняющими функции электрических динамометров. В качестве измерительной аппаратуры применяют проволочные тензометрические датчики, которые специальным клеем наклеивают на отшлифованные стенки хвостовика динамометрической автосцепки. Принцип действия тензодатчиков ос-

нован на свойстве проводниковых и полупроводниковых материалов изменять свое активное электрическое сопротивление при деформации датчика (растяжении или сжатии).

Проволочный тензодатчик (рис. 8.1, а) представляет собой изолированную проволочную решетку в виде спирали 1, размещенную между двумя слоями специальной тонкой бумаги 2, которая обеспечивает изоляцию решетки датчика от материала автосцепки. Спираль 1 датчика имеет проволочные выводы для подсоединения к измерительным проводам тягово-энергетической лаборатории.

Все тензодатчики соединяют между собой в измерительный мост (мост сопротивления Уитстона), выводы которого присоединены к чувствительному измерительному прибору гальванометру Г. Измерительный мост состоит из четырех резисторов, два из которых образуют внешний полумост из двух плеч, включающий рабочий тензодатчик R_p и компенсационный R_k (см. рис. 8.1, б), а два других резистора образуют внутренний полумост с постоянными сопротивлениями R_1 и R_2 .

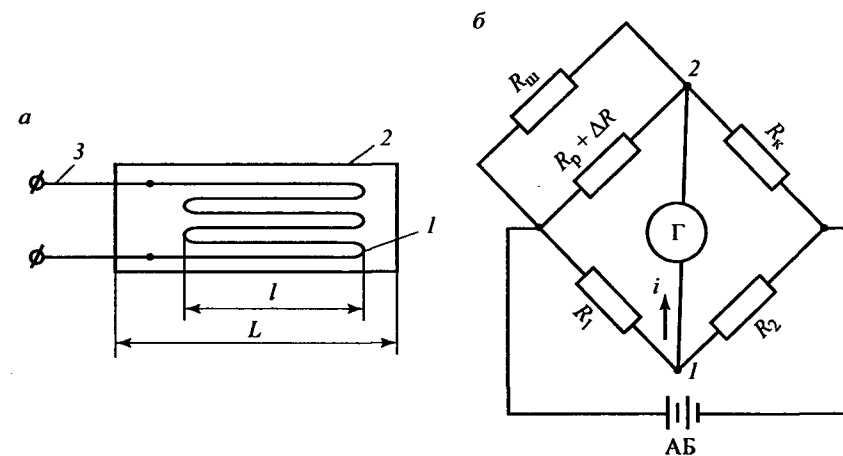


Рис. 8.1. Проволочный тензодатчик (а) и принципиальная схема его включения (б): 1 — проволочная решетка; 2 — корпус датчика; 3 — выводы; R_p — сопротивление рабочего тензодатчика; ΔR — приращение сопротивления датчика из-за деформации; R_k — сопротивление компенсационного тензодатчика; R_1 и R_2 — тензодатчики постоянного сопротивления; $R_{ш}$ — регулируемое сопротивление; AB — источник постоянного тока; Γ — гальванометр

Тензодатчик R_p наклеивают на отшлифованную стенку хвостовика динамометрической автосцепки (рис. 8.2), а тензодатчик R_k рядом с резистором R_p , но в плоскости, перпендикулярной действию продольных сил поезда. Тензодатчики R_1 и R_2 являются пассивными в измерительной системе и расположены в электрическом усилителе, входящем в состав ИВК. Измерительный мост подключен к источнику постоянного тока — аккумуляторной батарее тягово-энергетической лаборатории.

Условием равновесия измерительного моста является равенство

$$R_1 R_k = R_2 R_p.$$

При отсутствии в составе поезда продольных сил (силы тяги), например, на остановках сила тока, протекающего по измерительному мосту, равна нулю. При трогании с места и дальнейшем движении локомотива в режиме тяги возникает деформация активного тензодатчика и изменяется его сопротивление на величину ΔR . При этом нарушается равновесие моста и по измерительной диагонали потечет электрический ток, величина которого пропорциональна изменению сопротивления ΔR . Величина электрического тока моста фиксируется гальванометром и в виде электрического сигнала по измерительным кабелям поступает в ИВК тягово-энергетической лаборатории. Таким

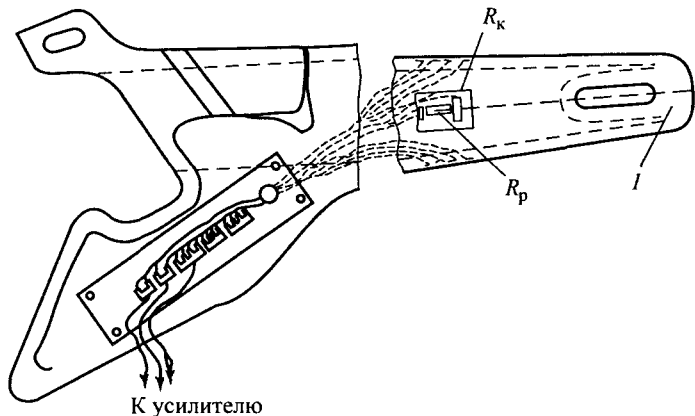


Рис. 8.2. Схема размещения тензодатчиков на хвостовике динамометрической автосцепки вагона-лаборатории: 1 — хвостовик автосцепки; R_p — рабочий (активный) тензодатчик; R_k — компенсационный тензодатчик

образом, любое мгновенное изменение динамометрической силы тяги на автосцепке опытного тепловоза преобразуется в электрический сигнал определенной величины, который поступает в измерительно-вычислительный комплекс и записывается в режиме текущего времени на магнитные ленты. Синхронно с этим на магнитных лентах ИВК фиксируются показания скоростемера вагона-лаборатории.

Для повышения точности измерений и величины сигналов в каждое плечо измерительного моста динамометрической автосцепки включают не один, а несколько тензодатчиков.

8.2. Эксплуатационные испытания локомотивов

Эксплуатационные испытания локомотивов проводятся в реальных условиях железных дорог с поездами и, как правило, применением тягово-энергетической лаборатории.

Весь цикл эксплуатационных испытаний локомотивов можно разбить на следующие этапы [13]:

- планирование испытаний;
- выбор опытного локомотива (установочной серии);
- стационарные испытания;
- контрольно-наладочные поездки;
- опытные поездки с поездами;
- обработка опытных данных.

Планирование испытаний производится до начала эксплуатационных испытаний и заключается в следующих мероприятиях:

- разработка плана испытаний;
- планирование испытаний;
- организация учета и получения данных результатов испытаний;
- выбор методов статистической обработки информации.

Разработка плана испытаний предопределяется количеством испытываемых, подконтрольных тепловозов. При этом устанавливаются алгоритм проведения испытаний и критерии их прекращения.

Планирование испытаний предусматривает определение необходимого объема испытаний для вычисления контролируемых параметров и показателей, а также оценки погрешности измерений и достоверности опытов.

Выбор опытного локомотива (установочной серии). Как известно, практически все тепловозы одной серии имеют расхождения в отдельных параметрах, которые в большей или меньшей степени отличаются от паспортных характеристик и номинальных значений, устанавливаемых (например, ПТР) одинаковыми для всей серии. Эти различия обусловлены качеством изготовления, технического обслуживания и ремонта тепловозов, интенсивностью износа деталей и узлов, работающих в условиях трения, эффективностью работы систем охлаждения узлов, условиями эксплуатации и многими другими факторами.

Поэтому при выборе опытного локомотива руководствуются следующим: техническое состояние тепловоза должно быть ближе к среднему состоянию локомотивного парка депо (или дороги).

Множество параметров и показателей, характеризующих техническое состояние тепловоза, затрудняет выбор локомотива для испытаний. Поэтому в соответствии с теорией вероятностей и математической статистикой вначале устанавливают центральный признак — расход топлива на тягу поездов, по которому выбирают группу локомотивов. Затем в качестве дополнительных основных признаков принимают эксплуатационные показатели и техническое состояние каждого локомотива отобранной группы.

Методика выбора опытного тепловоза заключается в следующем [13].

Данные по центральному признаку — расходу топлива на тягу поездов — берут из маршрутов машинистов или данных отчетных форм ЦО-4, ТХО-5 за последние один-два месяца.

Полученные данные по центральному признаку подвергаются статистической обработке, в результате которой все локомотивы располагаются в возрастающем или убывающем порядке, образуя вариационный ряд. Этот ряд разбивается на отдельные группы — разряды.

Число разрядов m определяется по следующей зависимости:

$$m = 1 + 3,2 \lg n,$$

где n — число локомотивов, включенных в вариационный ряд.

Обычно число локомотивов получается 6—10.

Размер каждого разряда — интервал i -го вариационного ряда определяют следующим образом:

$$i = (g_{e \max} - g_{e \min})/m,$$

где $g_{e \max}$, $g_{e \min}$ — наибольший и наименьший удельные расходы дизельного топлива локомотивами вариационного ряда, соответственно (кг/кВт · ч).

Средневзвешенный расход дизельного топлива, кг/кВт · ч:

$$g_e = \sum g_{e i \text{cp}} / \sum n_i,$$

где n_i — число локомотивов в каждом разряде; $g_{e i \text{cp}}$ — среднее значение удельного расхода топлива в i -м разряде, кг/кВт · ч:

$$g_{e i \text{cp}} = (g_{e i} + g_{e i-1})/2,$$

где $g_{e i}$, $g_{e i-1}$ — граничные условия удельного расхода дизельного топлива в каждом разряде, кг/кВт · ч.

Среднеквадратичное отклонение σ^2 разброса значений величины g_e определяется из следующего выражения:

$$\sigma^2 = \sum (g_{e i \text{cp}} - g_e)^2 n_i / \sum n_i.$$

Из вариационного ряда отбирают локомотивы, попадающие в интервал $g_e \pm \sigma$, а затем из них — опытный тепловоз, состояние которого соответствует среднему состоянию локомотивного парка по дополнительным (основным) признакам, определяющим его техническое состояние.

Для тягово-эксплуатационных испытаний рекомендуется выбирать тепловозы со следующими параметрами [13]:

- расход дизельного масла не более 2% расхода натурального топлива;
- пробег от начала эксплуатации не менее 100 тыс. км;
- средний прокат бандажей колесных пар 2—3 мм;
- разница диаметров колесных пар в комплекте не более 12 мм;
- расхождение характеристик тяговых электродвигателей не более 5%;
- пробег после очистки окон цилиндрических втулок дизеля не более 12 тыс. км.

Стационарные испытания опытного локомотива являются подготовительным этапом перед тягово-эксплуатационными испытаниями и заключаются в оценке технического состояния и проверке соответствия его узлов утвержденным нормативам. Стационарные испытания

проводятся в условиях завода-изготовителя, им подвергаются лишь тепловозы с электрической передачей и электровозы.

На специальных стендах завода-изготовителя проводят испытания основных узлов тепловоза (дизеля, тягового генератора, тяговых электродвигателей, выпрямительной установки и т.п.) и снимают их основные характеристики. Например, при стендовых испытаниях определяют электромеханические и тепловые характеристики тяговых электродвигателей. Также на стендах снимают характеристики вспомогательных машин и механизмов опытного тепловоза (приводов компрессоров, вентиляторов, насосов, генераторов вспомогательных систем и т.п.)

Нагрузочные и экономические характеристики дизеля и тягового генератора получают при реостатных испытаниях опытного тепловоза. Здесь же производится: регулирование топливной аппаратуры, регуляторов, всех электрических аппаратов и машин, а также настройка внешней характеристики тягового генератора и определение его тепловых характеристик.

При стационарных испытаниях также определяются сопротивления обмоток и изоляции электрических машин и цепей, проверяют и регулируют аппараты управления и защиты, распределение охлаждающего воздуха между тяговыми электродвигателями.

Кроме того, в условиях завода-изготовителя проверяют развеску опытного тепловоза по осям и колесам, для чего применяют специальные весы и стендовую аппаратуру, а также регулируют форсунки песочниц и определяют количество песка, подаваемого каждой песочницей.

По результатам стационарных и реостатных испытаний составляют паспорт опытного тепловоза, в который заносят все параметры, отражающие его техническое состояние, а также расчетную тяговую характеристику.

Контрольно-наладочные поездки опытного тепловоза выполняют с составами, вес которых близок к нормативному значению для данного участка эксплуатации. В состав поезда включают тягово-энергетическую лабораторию.

В процессе контрольно-наладочных поездок, количество которых обычно 2—3, проверяют работу измерительных мостов, цепей и измерительно-вычислительного комплекса лаборатории. Оценивают расхождение значений токов нагрузки тяговых генераторов разных секций

тепловоза и проверяют своевременность и четкость срабатывания реле переходов и устройств автоматического регулирования мощности силовых установок (дизель-генераторов) опытного локомотива.

Опытные поездки с поездами производят с опытными локомотивами всех типов, как правило с использованием тягово-энергетической лаборатории.

Особое место в системе эксплуатационных испытаний опытного тягового дизельного подвижного состава занимают тягово-теплотехнические испытания, которые проводятся на Экспериментальном кольце ВНИИЖТа. Именно по итогам таких испытаний принимают решение о возможности предъявления опытных образцов тепловозов, дизель-поездов, автомотрис и рельсовых автобусов на приемочные испытания.

В процессе тягово-теплотехнических испытаний проверяют соответствие фактических эксплуатационных характеристик и параметров опытного локомотива заданным техническими условиями, определяют паспортную тяговую характеристику локомотива, токовые и тепловые характеристики тягового генератора и тяговых электродвигателей, тяговые и экономические характеристики дизеля, тормозные характеристики и характеристики основного удельного сопротивления движению опытного тепловоза.

Технология проведения тягово-технологических испытаний тягового дизельного подвижного состава на сети железных дорог России регламентирована отраслевыми стандартами МПС России ОСТ 32.53.96 и ОСТ 32.55.99.

Испытуемый тепловоз и соединенную с ним тягово-энергетическую лабораторию устанавливают в голову поезда перед резервным поездным локомотивом. Резервный локомотив начинает работать в тяговом режиме только по команде руководителя испытаний, как правило, при отказах оборудования опытного тепловоза в пути следования.

Контролируемые при тягово-технологических испытаниях параметры поступают от опытного локомотива и динамометрической автосцепки в измерительно-вычислительный комплекс вагона-лаборатории. Применение при испытаниях измерительно-вычислительного комплекса позволяет автоматизировать систему испытаний многих узлов опытного тепловоза. Перечень контролируемых параметров при тягово-технологических испытаниях магистральных тепловозов с электрической передачей и допустимая погрешность их измерения приведены в таблице 8.1.

Таблица 8.1

**Перечень контролируемых показателей
при испытаниях тепловозов
с электрической передачей
и допустимая погрешность их измерения**

№ п/п	Наименование показателя	Допустимая погрешность измерения
1	2	3
1	Частота вращения коленчатого вала дизеля, об/мин	± 1%
2	Эффективная мощность дизеля, кВт	± 2,5%
3	Часовой расход топлива дизелем, кг/ч	± 1%
4	Удельный расход топлива дизелем, кг/кВт · ч	± 3,5%
5	Расход топлива на холостом ходу в % от часового расхода топлива на номинальном режиме	± 1%
6	Мощность на зажимах тягового генератора (выпрямительной установки), кВт	± 1,5%
7	Мощность, реализуемая в режиме электрического торможения, кВт	± 2,5%
8	Касательная мощность тепловоза, кВт	± 5%
9	Кoeffициент полезного действия тепловоза	± 5%
10	Параметры тяговой характеристики	± 5%
11	Давление наддувочного воздуха, мПа	± 2,5%
12	Температура выхлопных газов перед турбиной и по цилиндрам	± 20 °К
13	Разрежение на входе в турбокомпрессор, кПа	± 1,5%
14	Противодавление на выхлопе, кПа	± 5%
15	Максимальное давление сгорания, мПа	± 3%
16	Температура охлаждающей жидкости на выходе из дизеля	± 4 °К
17	Температура охлаждающей жидкости на входе в охладитель наддувочного воздуха	± 4 °К
18	Температура масла на выходе из дизеля	± 4 °К
19	Расход охлаждающей жидкости по контурам охлаждения, кг/ч	± 5%
20	Температура топлива на входе в топливный насос	± 3 °К

Окончание табл. 8.1

1	2	3
21	Частота вращения вентилятора холодильника, об/мин	± 2%
22	Сила тока тягового генератора (выпрямительной установки), А	± 1%
23	Напряжение на клеммах тягового генератора (выпрямительной установки), В	± 1%
24	Степень ослабления магнитного поля тяговых электродвигателей	± 1%
25	Неравномерность токораспределения по тяговым электродвигателям	± 1,5%
26	Скорость движения, км/ч	± 0,5%
27	Динамометрическая сила тяги, кН	± 3,5%
28	Касательная сила тяги тепловоза, кН	± 3,5%
29	Расход мощности на привод вспомогательных машин и механизмов, кВт	± 5%
30	Приемистость дизеля, кВт/с	± 3%
31	Кoeffициент сцепления	± 5%
32	Температура наружного воздуха	± 2 °К
33	Относительная влажность воздуха	± 5%
34	Атмосферное давление, кПа	± 0,5%

Тягово-эксплуатационные испытания тепловозов проводятся на сети железных дорог России. Руководитель испытаний выбирает опытные участки и согласовывает с отделом службы движения отделения железной дороги вопрос о формировании к определенному сроку состава, вес которого должен быть близок к расчетному (критическому).

До начала испытаний вес сформированного для опытной поездки состава тщательно проверяется по накладным и трафаретам на кузовах и рамах подвижного состава. Также до опытной поездки проводят тяговые расчеты, с помощью которых для конкретного участка обращения устанавливаются: расчетный вес поезда, время и скорость движения по перегонам, расход топлива тепловозом на тягу поездов, максимальную температуру нагрева обмоток тяговых электрических машин (для тепловозов с электрической передачей).

Основными задачами тягово-эксплуатационных испытаний тепловозов с электрическими передачами являются следующие:

— установление весовой нормы поездов для конкретных участков обращения с учетом ограничений по условиям эксплуатации;

— определение оптимальных значений скорости движения и времени хода поезда по отдельным перегонам участка;

— определение расхода топлива опытным тепловозом на тягу поездов и установление рациональных режимов вождения поездов заданного веса по отдельным перегонам участка;

— проверка нагревания тяговых электрических машин опытного тепловоза;

— проверка тяговой характеристики локомотива.

Во время опытных поездок в постоянном режиме ведутся наблюдения за метеорологическими условиями и состоянием пути.

При проведении опытных поездок по установлению *весовой нормы* для конкретных участков обращения особое внимание уделяют следующим вопросам: определение коэффициента сцепления при трогании с места и разгоне опытного тепловоза с поездом, реализация тепловозом расчетной скорости при движении по расчетному (руководящему) подъему с установившейся скоростью, прохождение наибольших по крутизне подъемов короткой длины за счет накопленной поездом кинетической энергии, трогание с места на подъеме, если остановка на нем предусмотрена графиком движения поездов, и ряд других.

В опытных поездках по проверке коэффициента сцепления определяют наибольшие (потенциально возможные) значения силы тяги $F_{k \max}$ и скорости движения V , реализованные на различных режимах ведения поезда, весах поезда, с применением песка и т.д. Величину $F_{k \max}$ определяют как среднее значение силы тяги, реализованную локомотивом перед боксованием при вождении поездов наибольшего веса. В этом случае реализуемый коэффициент сцепления:

$$\Psi_k = F_{k \max} / 10^3 \cdot P_{\text{сц}},$$

где $F_{k \max}$ — максимальная касательная сила тяги, Н; $P_{\text{сц}}$ — сцепной вес опытного локомотива, кН.

Определение *скорости и времени* хода поезда по отдельным перегонам производится для проверки точности тяговых расчетов. Такие проверки выполняют с поездами установленной весовой нормы для данного участка обращения.

При поездках с целью определения *расхода топлива* опытным тепловозом на тягу поездов на магнитной ленте ИВК в постоянном режиме фиксируются: значения динамометрической силы тяги, скорость движения, позиции рукоятки контроллера машиниста, отметки пути, срабатывание реле боксования и песочниц, показания локомотивной сигнализации и другие параметры.

Расход топлива тепловозом с точностью 0,5% позволяет определить: топливомер ШЖУ-25-6 [13] или объемный расходомер дизельного топлива ОР-40, разработанный на кафедре «Локомотивы и локомотивное хозяйство» МИИТа для локомотивных депо.

Результаты первых опытных поездок позволяют определить возможные пути оптимизации режимов ведения поезда постоянного веса по отдельным перегонам участка.

Материалы опытных поездок используют в локомотивном депо для обучения локомотивных бригад рациональным режимам вождения поездов и для установления норм расхода топлива тепловозами данной серии.

Как известно, *нагревание тяговых электрических машин* (обычно ТЭД) зависит от профиля пути, режимов вождения поезда, веса поезда, времени хода, характеристик ТЭД, распределения силы тока тягового генератора и вентилирующего воздуха по ТЭД и ряда других факторов.

В рядовой эксплуатации локомотивная бригада лишена практической возможности измерять и контролировать температуру обмоток ТЭД и тягового генератора. Поэтому проверка нагревания тяговых электрических машин в эксплуатации — важная задача тягово-эксплуатационных испытаний.

В связи с тем, что наиболее уязвимым местом по надежности тепловоза с электрической передачей в эксплуатации, являются тяговые двигатели, на основании опытных данных о распределении токов нагрузки и вентилирующего воздуха обычно выбирают два ТЭД, работающих в наихудших эксплуатационных условиях.

Проверка нагрева обмоток контролируемых ТЭД осуществляется на кратковременных остановках поезда (около 5 мин). Место остановок для замеров выбирают на основании тяговых расчетов и контрольно-наладочных поездок, обычно в конце затяжных подъемов. Для проверки нагревания обмоток тягового генератора тепловоза остановки поезда не требуется, однако дизель опытного тепловоза необходимо заглушить.

Проверку тяговой характеристики опытного тепловоза осуществляют по показаниям электрического динамометра тягово-энергетической лаборатории при одновременной фиксации показания скоростемера.

Для получения значения касательной силы тяги F_k к динамометрической силе тяги F_d прибавляют силы сопротивления движению локомотива и замедления из-за влияния на параметры движения инерции его вращающихся масс, Н:

$$F_k = F_d + P_{\text{сц}} \left(w'_o + i_3 + \frac{1}{120} \cdot \frac{dv}{dt} \right), \quad (8.1)$$

где F_d — сила тяги на динамометрической автосцепке вагона-лаборатории, Н; $P_{\text{сц}}$ — сцепной вес локомотива, кН; w'_o — основное удельное сопротивление движению локомотива, Н/кН; i_3 — крутизна эквивалентного уклона, характеризующего профиль участка с учетом кривых, ‰; $\frac{1}{120} \cdot \frac{dv}{dt}$ — замедление движения из-за инерции вращающихся масс, м/с^2 .

Экспериментальное определение тяговых качеств опытного тепловоза при эксплуатационных испытаниях выполняют при фиксированных значениях частоты вращения коленчатого вала дизеля (позиции рукоятки контроллера машиниста) и режимах работы вспомогательных механизмов локомотива. Замеры величин $F_{\text{кд}}$ и V производят при достижении постоянной скорости поезда. При этом скорость движения поезда считается постоянной, если в течение двух минут ее значение изменяется не более чем на ± 1 км/ч. В этом случае член $\frac{1}{120} \cdot \frac{dv}{dt}$ уравнения (8.1) можно принять равным нулю, т.к. значение его величины не превышает $0,05 \text{ м/с}^2$.

Обработка опытных данных производится в процессе опытных поездок и после их завершения.

Для измерения контролируемых показателей при эксплуатационных испытаниях (см. табл. 8.1) используются измерительно-вычислительные комплексы, обеспечивающие выполнение следующих функций (ГОСТ 26.203):

- измерение электрических величин;
- восприятие, преобразование и обработка электрических сигналов от первичных измерительных преобразователей;

— управление процессом измерения и воздействия на объект измерения;

— представление результатов измерений в заданном виде с оценкой их точности.

Если атмосферные условия при проведении испытаний отличаются от стандартных, то значения мощности узлов и тепловоза в целом, а также расхода дизельного топлива приводятся к стандартным условиям. Исключением является оценка мощности на привод тормозного компрессора, рабочий период которого принимается равным 25% от времени работы тепловоза.

Обработка опытных данных эксплуатационных испытаний производится с применением следующих аналитических зависимостей.

Эффективная мощность дизеля, кВт:

$$N_e = \frac{P_r}{\eta_r} + \sum P_{\text{всп}},$$

где P_r — мощность на клеммах тягового генератора постоянного тока или выпрямительной установки (ВУ) для передач переменного-постоянного тока, кВт; η_r — к.п.д. тягового генератора и выпрямительной установки; $\sum P_{\text{всп}}$ — суммарные затраты мощности на привод вспомогательных механизмов, кВт; определяются по паспортным данным механизмов.

Мощность на клеммах тягового генератора (ВУ), кВт:

$$P_r = \frac{I_r U_r}{1000},$$

где I_r — сила тока якоря тягового генератора (ВУ), А; U_r — напряжение на клеммах тягового генератора (ВУ), В.

Мощность на клеммах синхронного тягового генератора тепловоза с передачей переменного тока, кВт:

$$P_r = \frac{m I_\phi U_\lambda \cos \phi}{100 \sqrt{3}},$$

где m — число фаз синхронного тягового генератора; I_ϕ — сила фазного тока, А; U_λ — линейное напряжение, В; $\cos \phi$ — косинус угла сдвига фаз.

Часовой расход топлива тепловозом при испытании, кг/ч:

$$G_{\text{ч}} = \sum G_i / \tau,$$

где $\sum G_i$ — суммарное количество топлива, израсходованного при испытании, кг; τ — продолжительность испытания, ч.

Удельный расход топлива тепловозом при испытании, приведенный к нормативной величине теплоты сгорания 1 кг дизельного топлива, кг/кВт · ч:

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^3 \sum G_i}{\tau N_e} \cdot \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}},$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ — теплота сгорания 1 кг стандартного дизельного топлива, кДж/кг; обычно эту величину принимают равной $Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 42\,700$ кДж/кг; $Q_{\text{н}}$ — низшая теплота сгорания 1 кг дизельного топлива, применявшегося при испытаниях, кДж/кг; определяют в лабораторных условиях; $\sum G_i$ — суммарное количество топлива, израсходованного при испытании, кг.

Расходы жидкости через мерные диафрагмы (производительность насосов), м³/с:

$$V_{\text{н}} = \alpha \sqrt{\frac{P}{\rho}},$$

где α — опытный коэффициент; P — показания дифманометра, кПа; ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Тепловыделение в каждый из i -х теплоносителей дизеля, кВт:

$$Q_i = C_p V_{\text{н}} (t' - t''),$$

где C_p — удельная теплоемкость теплоносителя, кДж/кг °К; t' , t'' — температуры теплоносителя на входе и выходе из теплообменного аппарата, соответственно, °К.

Общее тепловыделение теплоносителей дизеля, кВт:

$$Q = \sum_i^n Q_i,$$

где n — число теплообменных аппаратов в системах охлаждения дизеля.

Неравномерность токораспределения по тяговым электродвигателям секции, %:

$$\delta = \frac{I_{\text{max}} - I_{\text{min}}}{I_{\text{cp}}} \cdot 100,$$

где I_{max} — наибольшее из измеренных значений силы тока ТЭД, А; I_{min} — минимальное из измеренных значений силы тока ТЭД, А; I_{cp} — среднее по ТЭД значение силы тока, А.

Степень ослабления магнитного поля тяговых электродвигателей секции

$$\alpha = i_{\text{в}} / I_{\text{я}},$$

где $i_{\text{в}}$ — сила тока в обмотках возбуждения ТЭД, А; $I_{\text{я}}$ — сила тока в обмотках якоря ТЭД, А.

Касательная сила тяги на ободу колес тепловоза, Н:

$$F_{\text{к}} = F_{\text{д}} + P_{\text{сц}} \left(w'_0 + w_i + w_r + \frac{1}{120} \cdot \frac{dv}{dt} \right),$$

где w_i — дополнительное сопротивление движению поезда от уклона профиля пути опытного участка, Н/кН; w_r — дополнительное сопротивление движению поезда от кривых на опытном участке, Н/кН.

Касательная сила тяги на ободу колес тепловоза при различиях в реальных и нормативных метеословиях, Н:

$$F_{\text{к}}^{\text{п}} = F_{\text{к}} \frac{N_e^{\text{п}} - \sum N_{\text{всп}}^{\text{п}}}{N_e - \sum N_{\text{всп}}},$$

где $N_e^{\text{п}}$ — эффективная мощность дизеля, приведенная к стандартным метеословиям, кВт; N_e — эффективная мощность дизеля, полученная при испытаниях, кВт; $\sum N_{\text{всп}}^{\text{п}}$ — суммарные затраты мощности на привод вспомогательных механизмов, приведенные к стандартным метеословиям, кВт; $\sum N_{\text{всп}}$ — суммарные затраты мощности на привод вспомогательных механизмов, полученные при испытаниях, кВт.

Полная тормозная сила, Н:

$$B_{\text{т}} = B_{\text{д}} - P_{\text{сц}} \left(w'_0 + w_i + w_r + \frac{1}{120} \cdot \frac{dV}{dt} \right),$$

где B_d — значение тормозной силы на динамометрической автосцепке, Н.

Коэффициент полезного действия опытного тепловоза

$$\eta_T = \frac{3600 N_k}{Q_H G_{\text{ч}}},$$

где Q_H — теплота сгорания 1 кг дизельного топлива, кДж/кг; $G_{\text{ч}}$ — часовой расход дизельного топлива, кг/ч; определяют по характеристикам $G_{\text{ч}} = f(V, \text{пк})$; N_k — касательная мощность тепловоза, кВт:

$$N_k = \frac{F_{\text{к}} V}{3600}.$$

Коэффициент сцепления

$$\psi_{\text{сц}} = \frac{F_{\text{к сц}}}{1000 P_{\text{сц}}},$$

где $F_{\text{к сц}}$ — предельные опытные значения касательной силы тяги, Н.

По завершении эксплуатационных испытаний полученные значения опытных характеристик и показателей тепловоза сравнивают с указанными в Техническом задании и принимается соответствующее решение.

Необходимо отметить, что результаты эксплуатационных испытаний имеют значительный разброс опытных точек при неизменном режиме работы опытного тепловоза. Данный разброс опытных данных объясняется воздействием случайных факторов на работу узлов тепловоза, изменяющихся в каждой опытной поездке.

Для оценки степени воздействия случайных факторов на результаты опытных поездок используют методы математической статистики и теории вероятностей. В частности, для обработки опытных данных широко применяют метод множественной корреляции. Например, задачами корреляционного анализа являются нормирование энергоресурсов на тягу поездов, оценка использования мощности локомотива в процессе поездки и многие другие. Применение этого метода позволяет в условиях случайного воздействия многих факторов, используя опытные данные, точнее оценивать влияние изменения каждой независимой переменной на конечный результат испытаний.

Литература

1. Ломоносов Ю.В. Тяговые расчеты. — Одесса, Южно-Российское общество печатного дела, 2-е изд., 1915. — 295 с.
2. Бабичков А.М. Теория тяги поездов и тяговые расчеты. — М.: Трансжелдориздат, 1934. — 396 с.
3. Бабичков А.М., Гурский П.А., Новиков А.П. Тяга поездов и тяговые расчеты. — М.: Транспорт, 1971. — 280 с.
4. Деев В.В., Ильин Г.А., Афонин Г.С. Тяга поездов. Учебное пособие для вузов. — М.: Транспорт, 1978. — 264 с.
5. Теория электрической тяги / Под ред. И.П. Исаева. — 3-е изд. перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1995. — 294 с.
6. Астахов П.Н. Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава // Труды ЦНИИ МПС. Вып. 311. — М.: Транспорт, 1966. — 178 с.
7. Мугинштейн Л.А., Лисицын А.Л. Нестационарные режимы тяги (Сцепление. Критическая норма массы поезда). — М.: Интернет, 1996. — 176 с.
8. Лисицын А.Л., Мугинштейн Л.А. Нестационарные режимы тяги (тяговое обеспечение перевозочного процесса). — М.: Интернет, 1996. — 159 с.
9. Гребенюк П.Т., Долгачев А.Н., Скворцова А.И. Тяговые расчеты: Справочник / Под ред. П.Т. Гребенюка. — М.: Транспорт, 1987. — 272 с.
10. Правила тяговых расчетов для поездной работы. — М.: Транспорт, 1985. — 287 с.
11. Моделирование электромеханической системы электровоза с асинхронным тяговым приводом / Под ред. Е.М. Плохова. — М.: Транспорт, 2001. — 286 с.
12. Осипов С.И., Осипов С.С. Основы тяги поездов. — М.: УМК МПС России, 2000. — 592 с.
13. Рациональные режимы вождения поездов и испытания локомотивов / Под ред. С.И. Осипова. — М.: Транспорт, 1984. — 280 с.
14. Бабичков А.М., Егорченко В.Ф. Тяга поездов. Теория, расчеты, испытания. — 2-е изд. — М.: Трансжелдориздат, 1947. — 407 с.

15. *Бабичков А. М., Егорченко В. Ф.* Тяга поездов и применение специализированных электронных вычислительных машин для тяговых расчетов. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Трансжелдориздат, 1962. — 263 с.
16. *Стрекопытов В. В., Грищенко А. В., Кручек В. А.* Электрические передачи локомотивов: Учебник для вузов ж.-д. транспорта / Под ред. В. В. Стрекопытова. — М.: Маршрут, 2003. — 310 с.
17. *Супруненко П. М.* Общая теория тяги поездов. — М.-Л.: ОГИЗ Гострансиздат, 1932. — 426 с.
18. *Демидович Б. П., Марон И. А., Шувалова Э. З.* Численные методы анализа. — М.: Наука, 1967. — 368 с.
19. *Крылов А. Н.* Лекции о приближенных вычислениях. — М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1954. — 401 с.
20. *Чаплыгин С. А.* Новый метод приближенного интегрирования дифференциальных уравнений. — М.-Л.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1950. — 102 с.

Содержание

От авторов	3
Введение	5
Глава 1. ТРАНСПОРТНОЕ ДВИЖЕНИЕ И ЛОКОМОТИВНАЯ ТЯГА.	
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	7
1.1. Транспортное движение и его особенности	7
1.2. Основы кинематики и динамики транспортного движения	13
1.3. Способы создания движущей силы в различных видах транспорта	27
1.4. Модель механики движения поезда	33
1.5. Железнодорожный путь и его особенности	37
1.6. Возникновение и развитие научных исследований тяговых свойств локомотивов и науки о локомотивной тяге поездов (краткий обзор истории)	43
Глава 2. СИЛА ТЯГИ И ТЯГОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОКОМОТИВОВ	60
2.1. Образование движущей силы в колесном транспорте	60
2.2. Сцепление ведущих колес локомотива с рельсами. Основной закон локомотивной тяги	64
2.3. Физическая природа сцепления ведущих колес локомотива с рельсами	67
2.4. Коэффициент сцепления и методы его оценки	74
2.5. Тяговая характеристика автономного локомотива и ее идеальная форма	83
2.6. Тяговые характеристики тепловоза с электрической передачей	88
2.6.1. Тяговые свойства тепловозного дизеля	88
2.6.2. Характеристики электрических передач тепловозов	97
2.6.3. Построение тяговой характеристики тепловоза по характеристикам тяговых электродвигателей	106

2.6.4.	Опытные тяговые характеристики тепловозов с электрической передачей	110	4.3.	Методы расчета тормозной силы поезда	273
2.6.5.	Опыт создания тепловозов с электрической передачей переменного тока	116	4.4.	Электрическое торможение локомотивов	284
2.7.	Тяговые характеристики тепловозов с гидравлической и механической передачей	120	Глава 5. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА	296	
2.7.1.	Тяговые характеристики тепловозов с гидравлической передачей	120	5.1.	Общий вид уравнения движения поезда	296
2.7.2.	Опытные тяговые характеристики тепловозов с гидравлической передачей	131	5.2.	Формы уравнения движения поезда	300
2.7.3.	Тяговые характеристики тепловозов с механической передачей	135	5.3.	Решение тяговых задач при равномерном движении поезда	306
2.8.	Тяговые характеристики электроподвижного состава	138	5.4.	Интегрирование уравнения движения поезда при переменной скорости	315
2.8.1.	Характеристики тяговых электродвигателей постоянного тока электроподвижного состава	138	Глава 6. ТЕХНИКА ТЯГОВЫХ РАСЧЕТОВ	330	
2.8.2.	Регулирование скорости движения и тяговые характеристики электроподвижного состава постоянного тока	142	6.1.	Расчет веса состава грузового поезда и установление весовых норм на железнодорожном участке	330
2.8.3.	Тяговые характеристики электроподвижного состава постоянного тока	147	6.2.	Подготовка профиля пути для выполнения тяговых расчетов	340
2.8.4.	Характеристики электроподвижного состава переменного-постоянного тока	154	6.3.	Расчет и построение диаграммы ускоряющих и замедляющих сил	348
2.8.5.	Тяговые свойства электровозов с бесколлекторными электродвигателями	162	6.4.	Решение тормозных задач	357
Глава 3. СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА	169	6.5.	Расчет времени хода поезда способом равновесных скоростей	370	
3.1.	Классификация сил сопротивления	169	6.6.	Расчет и построение кривой скорости движения поезда	374
3.2.	Основное сопротивление движению	171	6.7.	Расчет и построение кривой времени движения поезда	381
3.3.	Методы экспериментального определения основного сопротивления движению	196	6.8.	Расчет нагревания обмоток тяговых электрических машин при движении поезда по участку	383
3.4.	Расчет основного сопротивления движению подвижного состава	206	Глава 7. ЭНЕРГЕТИКА ЛОКОМОТИВНОЙ ТЯГИ	391	
3.5.	Дополнительные силы сопротивления движению	215	7.1.	Расчет расхода топлива тепловозом	391
3.6.	Добавочное сопротивление при трогании поезда с места. Общее сопротивление	235	7.2.	Расчет расхода электроэнергии электровозом	396
3.7.	Пути снижения сопротивления движению поездов	243	7.3.	Влияние эксплуатационных факторов на расход дизельного топлива	399
Глава 4. ТОРМОЗНЫЕ СИЛЫ И ТОРМОЖЕНИЕ ПОЕЗДОВ	247	7.4.	Нормирование расхода энергоресурсов	410	
4.1.	Системы торможения	247	7.5.	Оценка влияния качественных факторов на расход топлива магистральными тепловозами	414
4.2.	Образование тормозной силы при колесно-колодочном торможении	255	Глава 8. ИСПЫТАНИЯ ЛОКОМОТИВОВ	421	
			8.1.	Назначение и классификация испытаний	421
			8.2.	Эксплуатационные испытания локомотивов	429
			Литература	443	

Учебное издание

Кузьмич Вадим Дмитриевич,
Руднев Владимир Сергеевич,
Френкель Семен Яковлевич

ТЕОРИЯ ЛОКОМОТИВНОЙ ТЯГИ

*Учебник для вузов
железнодорожного транспорта*

Редактор *Быков В.А.*

Корректоры *Н.В. Лепендина, Л.В. Будюкина*

Компьютерная верстка *Н.В. Глицинская*

Изд. лиц. ИД № 04598 от 24.04.2001 г.

Подписано в печать 25.08.2005 г.

Формат 60x84¹/₁₆. Печ. л. 28,0. Тираж 5000 экз. Заказ № 9676

Издательство «Маршрут»

Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте
107078, Москва, Басманный пер., д. 6

ISBN 5-89035-265-2

Отпечатано ООО «Прессиздат»
105094 г. Москва, ул. Золотая, д. 11 стр. 1



9 785890 352651 >