

РОСЖЕЛДОР

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВПО РГУПС)**

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
СПЕЦИАЛИЗАЦИИ «ЛОКОМОТИВЫ»**

Учебное пособие

Часть I

Утверждено учебно-методическим советом университета

Под редакцией А.С. Шапшала

Ростов-на-Дону
2015

УДК 629.41(07) + 06

Рецензенты: главный инженер Дирекции тяги СКЖД – филиала
ОАО «РЖД» В.Б. Мыльников;
кандидат технических наук, доцент Н.Р. Тептиков (РГУПС)

Учебно-методический комплекс специализации «Локомотивы»: учеб. пособие в 3 ч. Ч. I / А.С. Шапшал, А.Е. Богославский, М.К. Григорьянц [и др.]; под ред. А.С. Шапшала; ФГБОУ ВПО РГУПС. – Ростов н/Д, 2015. – 118 с.: ил.

ISBN 978-5-88814-389-6

Учебное пособие содержит курсы лекций по дисциплинам кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство». Состоит из трех частей, каждая из которых отражает лекционный материал, изучаемый в учебном году по семестрам, согласно учебному плану специальности.

Предназначено для студентов железнодорожных вузов, обучающихся по специальностям: 190300.65 и 23.05.03 «Подвижной состав железных дорог», для всех специализаций: «Локомотивы», «Электрический транспорт», «Вагоны», «Высокоскоростной наземный транспорт», «Технология производства и ремонта подвижного состава» всех форм обучения.

Одобрено к изданию кафедрой «Локомотивы и локомотивное хозяйство».

ISBN 978-5-88814-389-6

© Колл. авт., 2015

© ФГБОУ ВПО РГУПС, 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

1 ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ	5
1.1 Общие сведения о подвижном составе	5
1.1.1 Виды подвижного состава	5
1.1.2 Род деятельности	11
1.1.3 Основные характеристики локомотивов	11
1.1.4 Габариты подвижного состава	12
1.1.5 Перспективные локомотивы	12
1.2 Тепловозные дизели	13
1.2.1 Рабочий процесс и конструкция 4-тактного рядного ДВС	17
1.2.2 Принцип работы и конструкция 4-тактного V-образного ДВС	19
1.2.3 Принцип работы и конструкция 2-тактного рядного ДВС	20
1.2.4 Индикаторная диаграмма 4-тактного и 2-тактного ДВС	22
1.2.5 Основные параметры	23
1.2.6 Топливная аппаратура ДВС	24
1.3 Типы тепловозных передач	26
1.3.1 Механическая передача мощности	26
1.3.2 Электрическая передача мощности	27
1.3.3 Гидравлическая передача мощности	28
1.4 Экипаж тепловоза	30
1.4.1 Общие сведения об экипаже	30
1.4.2 Колёсные пары	37
2 ТЕОРИЯ ТЯГИ ПОЕЗДОВ	40
Введение	40
2.1 Методологические основы теории локомотивной тяги и тяговых расчетов	41
2.2 Построение математической модели тяги и движения поезда (вывод уравнения движения поезда)	43
2.3 Сила тяги локомотива. Механизм образования силы тяги и поступательного движения локомотива	43
2.4 Устойчивость движения и основной закон локомотивной тяги	45
2.4.1 Основной закон локомотивной тяги	45
2.4.2 Физическая природа сцепления колес с рельсами	45
2.5 Тяговые характеристики локомотивов	47
2.6 Способы регулирования скорости и силы тяги локомотива	49
2.7 Силы сопротивления движению поезда	49
2.7.1 Основное сопротивление движению	50
2.7.2 Дополнительные сопротивления движению	55
2.7.3 Мероприятия по снижению сопротивления движению	57
2.8 Тормозные силы	58
2.9 Ограничение тормозной силы	60
2.10 Тормозная сила поезда	61
2.11 Анализ уравнения движения поезда и его решение	62

2.12 Методы решения уравнения движения поезда в форме задачи Коши	63
2.12.1 Случай неравномерного движения поезда	63
2.12.2 Случай равномерного движения поезда	64
2.13 Проверка расчетной массы состава с учетом ограничений	64
2.13.1 Проверка с учетом использования кинетической энергии	64
2.13.2 Проверка по условиям трогания поезда с места	65
2.13.3 Проверка по длине приёмоотправочных путей станции	65
2.14 Установление унифицированной массы состава на основе анализа построенной тонно-километровой диаграммы	66
2.15 Спрямление профиля пути	67
2.16 Торможение поездов и тормозные задачи	68
2.17 Решение тормозных задач	68
2.18 Определение скорости и времени хода поезда на заданном участке	69
2.18.1 Построение кривой скорости	69
2.18.2 Определение времени хода поезда по участку	70
2.19 Определение расхода энергоресурсов на тягу поезда	73
2.19.1 Определение расхода дизельного топлива тепловозом	73
2.19.2 Определение расхода электроэнергии электроподвижным составом	75
2.20 Понятия об испытаниях локомотивов	76
3 ЛОКОМОТИВНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ	78
Введение	78
3.1 Общие сведения, классификация и технические характеристики локомотивных энергетических установок	78
3.1.1 Энергетические основы работы локомотивов	78
3.1.2 Тенденции развития современных дизелей	80
3.1.3 Общие положения о рабочем цикле	82
3.2 Основы теории двигателей	86
3.2.1 Индикаторные и эффективные показатели работы дизелей	86
3.2.2 Топлива, применяемые в дизелях	89
3.2.3 Смесеобразование, наддув и сгорание в дизелях	92
3.2.4 Принципиальные схемы и основы расчета локомотивных газотурбинных установок	98
3.2.5 Динамика поршневых и комбинированных ДВС	103
3.3 Эксплуатация локомотивных энергетических установок	107
3.3.1 Режимы работы дизелей	107
3.3.2 Неустановившиеся режимы и переходные процессы	109
3.3.3 Тепловой баланс дизеля	112
3.3.4 Техничко-экономические показатели работы ЛЭУ	115

1 ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

1.1 Общие сведения о подвижном составе

Локомотивы обеспечивают движение поездов по железным дорогам. Создавая при взаимодействии с рельсами движущую силу (силу тяги) F [Н] и перемещая благодаря этой силе поезд на расстояние S [км], локомотив совершает полезную механическую работу $A_{\text{поль}}$, равную, поскольку направление действия силы совпадает с направлением движения, произведению этих величин.

1.1.1 Виды подвижного состава

Подвижной состав используют для перевозок грузов и пассажиров. Состоит из движущего локомотива и вагонов, прицепляемых к нему, которые он тянет за собой. В зависимости от источника энергии и механизмов для превращения её в механическую работу подвижной состав делят на автономный и неавтономный.

Автономный работает на собственных запасах источников энергии. Неавтономный подвижной состав получает электроэнергию по проводам от внешнего источника.

Тяговый подвижной состав подразделяется на локомотивы, электропоезда и дизель-поезда, моторисы, дрезины и мотовозы.

К локомотивам относятся электровозы, тепловозы, паровозы, газотурбовозы.

Электровоз – локомотив с электрическими тяговыми двигателями, получающий питание от тяговых подстанций через контактный провод. Тяговые двигатели преобразуют электрическую энергию в механическую для создания тяги.

Электропоезда состоят из моторного и прицепных вагонов, образуя секцию. Тяга создаётся моторными вагонами, к которым через пантограф из контактной сети подаётся электроэнергия.

Тепловозы – локомотивы с двигателем внутреннего сгорания (дизелем), преобразующим химическую энергию топлива в механическую энергию вращения коленчатого вала. После чего механическая энергия преобразуется в электрическую посредством тягового генератора и обратно в механическую при помощи тяговых электродвигателей, необходимую для тяги.

Осевые формулы тепловозов. У современных локомотивов – тепловозов и электровозов – все колесные пары обычно служат ведущими и размещаются, как правило, в двух обособленных тележках, что существенно облегчает движение в кривых участках пути. Естественно, отсутствие в тележках поездных тепловозов вспомогательных (направляющих и поддерживающих) колесных пар подразумевается само собой и нулями, как и у электровозов, в соответствующих разрядах осевых формул тележек не отражается.

В осевых формулах большинства отечественных поездных тепловозов присутствуют лишь числа ведущих колесных пар по тележкам (а это могут быть цифры 2, 3 или 4). Они дополняются нижним индексом «0» (ноль), если ведущие колесные пары имеют индивидуальный привод (каждая от отдельного тягового электродвигателя – при электрической передаче). Например, осевая формула односекционного шестиосного пассажирского тепловоза серии ТЭП70 (рис. 1.1, *а*) пишется, как 3_0-3_0 , что показывает наличие у тепловоза двух трехосных тележек с индивидуальным тяговым приводом ведущих колесных пар. Знак «-» (тире) между цифрами означает, что тележки тепловоза не соединены между собой непосредственно (они объединяются общей рамой тепловоза).

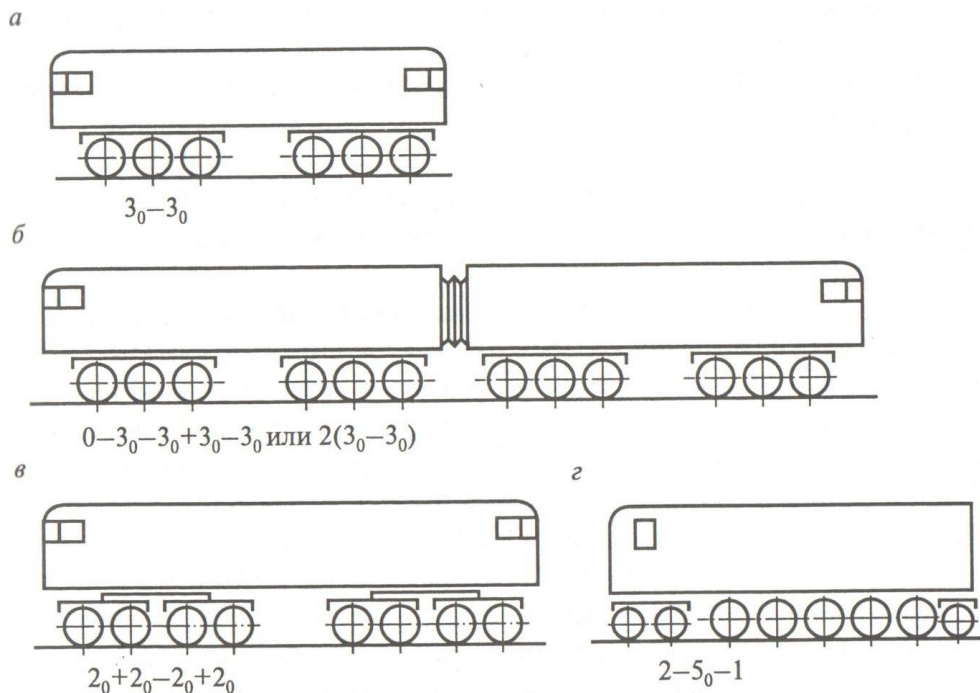


Рис. 1.1. Осевые формулы тепловозов:

- а* – пассажирский тепловоз серии ТЭП70; *б* – грузовые тепловозы серий 2ТЭ10В, 2ТЭ116 и 2ТЭ121; *в* – пассажирский тепловоз серии ТЭП80; *г* – грузовой тепловоз серии Э^{эл} довоенной постройки

Паровоз – локомотив с котлом и паровой машиной. Химическая энергия топлива преобразует жидкую форму воды в парообразную, и за счёт увеличения объёма создаётся сила тяги. В состав паровоза включается вагон-тендер, предназначенный для хранения запасов воды и топлива.

Общее устройство и работа современного паровоза (рис. 1.2). Так как паровозы в поездной работе на отечественных железных дорогах не используются с 1980-х годов, оговоримся, что под «современными паровозами» здесь и далее будем понимать паровозы, построенные в середине прошлого столетия на уровне развития техники того времени.

Паровой котел паровоза К можно считать состоящим из трех главных частей: топки А, цилиндрической части котла Б и дымовой коробки В.

Топка котла представляет собой как бы две опрокинутых коробки, вставленные одна в другую и объединенные снизу общей топочной рамой. Пространство между их стенками (сбоку и сзади) заполнено водой.

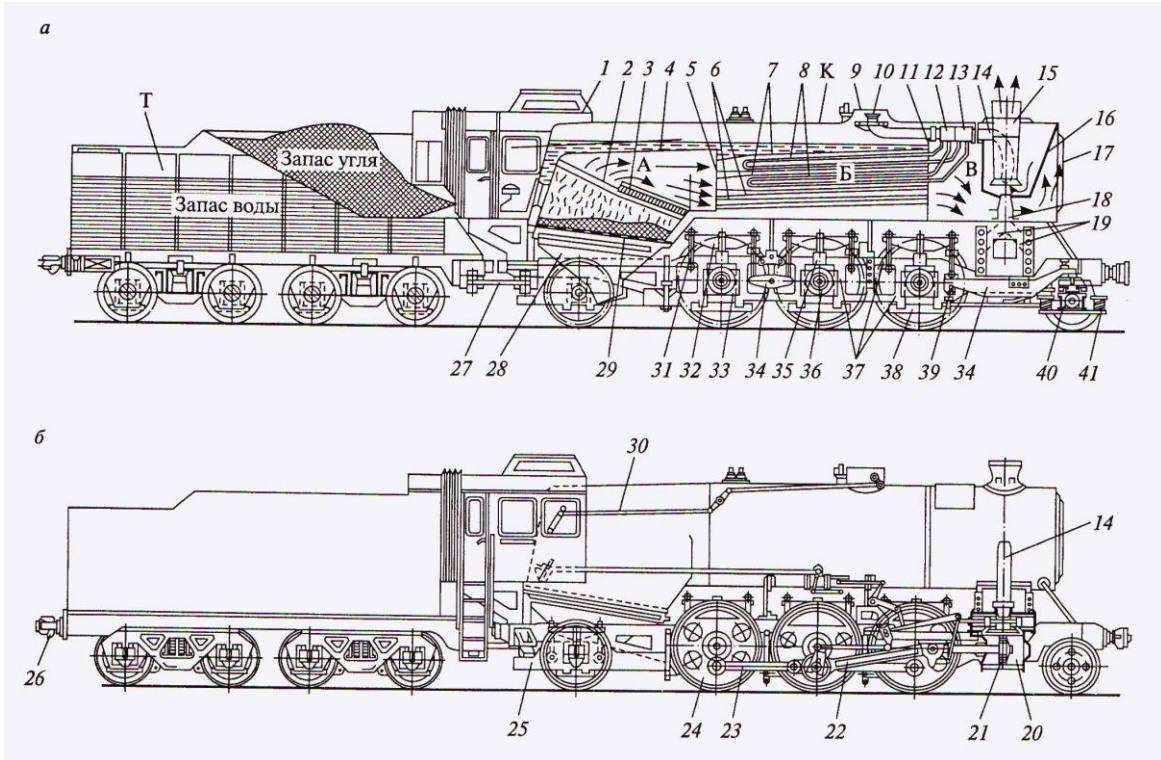


Рис. 1.2. Конструктивная схема общего устройства паровоза: *а* – продольный разрез с разрезом; *б* – внешний вид; А – топка; Б – цилиндрическая часть котла; В – дымовая коробка; К – котел; 1 – кабина («будка») машиниста; 2 – циркуляционная труба; 3 – свод; 4 – огневая коробка; 5 – огневая трубная решетка; 6 – дымогарная труба; 7 – жаровая труба; 8 – элементы (трубки) пароперегревателя; 9 – паровой колпак (сухопарник); 10 – паротборный клапан («регулятор»); 11 – передняя трубная решетка; 12 – камера насыщенного пара коллектора пароперегревателя; 13 – камера перегретого пара пароперегревателя; 14 – паровпускная труба; 15 – дымовая труба; 16 – искрогасительная сетка; 17 – дверца дымовой коробки; 18 – конус вытяжного устройства; 19 – паровыпускная труба; 20 – цилиндр паровой машины; 21 – поршень; 22 – ведущее (поршневое) дышло (шатун); 23 – сцепное дышло (спарник); 24 – ведущая колесная пара; 25 – поддерживающая (задняя) тележка; 26 – автосцепка; 27 – сцепка между паровозом и тендером; 28 – зольник для шлака; 29 – колосниковая решетка топки; 30 – тяги привода регулятора; 31 – подвеска рессорного подвешивания; 32 – листовая рессора; 33 – букса; 34 – продольный баланси́р рессорного подвешивания; 35 – опора листовой рессоры; 36 – ось ведущей колесной пары; 37 – брусья боковины рамы паровоза; 38 – подбуксовая связь («струнка»); 39 – поперечный баланси́р рессорного подвешивания; 40 – передняя тележка; 41 – пружина упругого подвешивания передней тележки

Наружная часть – кожух топки – своими стенками соединена с цилиндрической частью котла К и образует с ней общее внутреннее пространство котла для воды и пара. Внутренняя часть топки – огневая коробка 4 – ограничивает пространство, в котором протекает горение топлива. В нижней части топки, в топочной раме размещена колосниковая решетка 29, на которой находится горящее твердое топливо (дрова, каменный уголь). Воздух для горения топлива проникает из атмосферы снизу – через отверстия в решетке. Топливо подается в топку через шуровочное отверстие, образованное в задних стенках кожуха и огневой коробки. Передняя стенка огневой коробки представляет собой огневую трубную решетку 5, в которой укреплены трубы – дымогарные 6 и жаровые 7 – для прохода газов через заполненное водой пространство цилиндрической части котла в дымовую коробку В.

При кипении и испарении воды в ограниченном пространстве котла давление и температура пара существенно повышаются. На цилиндрической части котла К сверху размещается колпак («сухопарник») 9, из которого пар отводится в пароперегреватель.

Эффективность преобразования энергии в котле оценивается КПД парового котла $\eta_{пк}$, величина которого для паровозов середины XX в. была на уровне 65–70 %.

Образуемый в котле и прошедший через пароперегреватель перегретый сжатый пар является окончательным носителем тепловой энергии для паровой машины локомотива, где его тепловая энергия преобразуется в механическую работу. На паровозах середины XX в. расчетные параметры сжатого и перегретого пара в котле имели следующие уровни: давление – порядка 1,5–1,8 МПа; температура 300–400 °С.

Паровая машина паровоза состоит, как правило, из двух одинаковых одноцилиндровых поршневых машин, расположенных по обе стороны локомотива и работающих через свои шатуны (ведущие дышла) на общий вал, которым служит ось ведущей колесной пары.

Паровая машина (рис. 1.3) с каждой стороны имеет отдельный рабочий цилиндр 8 с движущимся в нем поршнем 9, работающий по двухтактному циклу: первый такт – впуск и расширение пара (рабочий ход) и второй такт – выпуск отработанного пара. Поршень машины представляет собой диск, который делит рабочий объем цилиндра на две полости, в каждой из которых одновременно совершается один из тактов рабочего процесса, т.е. паровая машина – машина двойного действия, в ней каждый ход поршня является рабочим.

Поршень 9 через шток («скалку») 10 передает усилие, созданное давлением пара, кривошипно-шатунному механизму, преобразующему возвратно-поступательное движение поршня во вращение ведущего колеса 15 и состоящему из шатуна – ведущего дышла 14 и кривошипа 16. Так как поршень из-за малой толщины не может сам направлять свое движение в

цилиндре без перекосов, скалка имеет вторую опору – ползун («крейц-копф») 12, который движется в направляющих – параллелях 11.

С ползуном соединена валиком 13 передняя головка ведущего дышла (шатун) 14. Задняя головка дышла соединена с пальцем 17 кривошипа, установленным перпендикулярно в диске ведущего колеса 15. Кривошип в механизме паровоза как бы «фиктивный». Он, как конкретная деталь механизма, фактически отсутствует. Его роль выполняет само колесо, в котором радиусом кривошипа является расстояние между центром вращения колеса и центром пальца кривошипа.

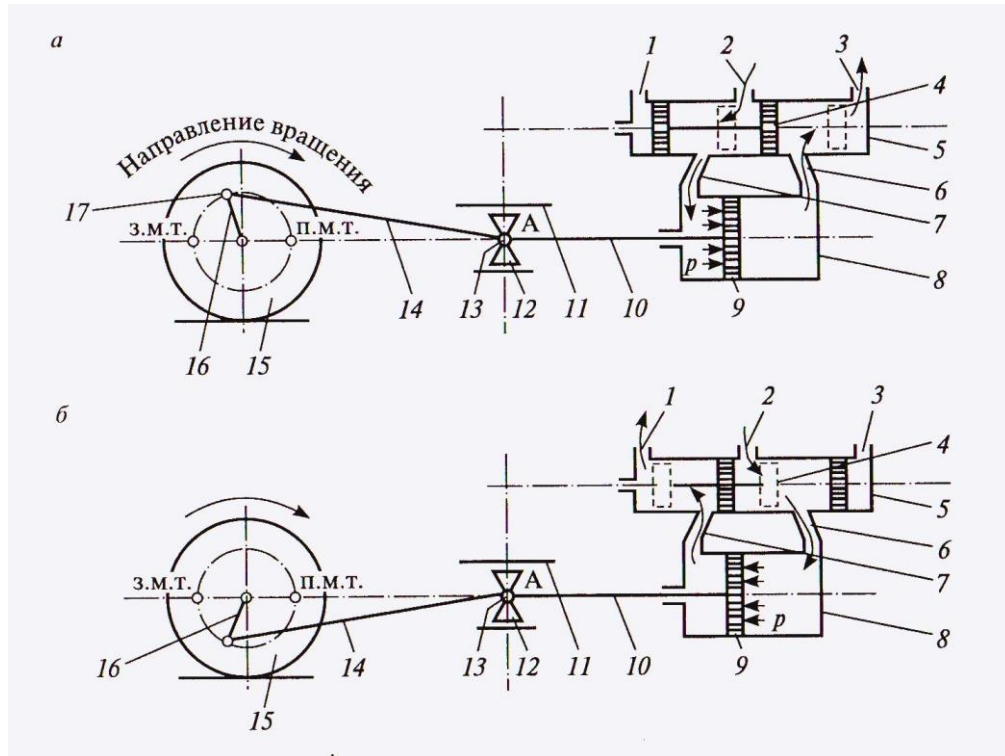


Рис. 1.3. Схема паровой машины паровоза:

а – ход поршня вперед; *б* – ход поршня назад; 1, 2, 3, 6, 7 – окна и каналы золотниковой камеры; 4 – золотник; 5 – золотниковая камера; 8 – рабочий цилиндр; 9 – поршень; 10 – шток; 11 – направляющие ползуна (параллели); 12 – ползун; 13 – валик ползуна; 14 – ведущее дышло (шатун); 15 – ведущее колесо; 16 – кривошип; 17 – палец кривошипа

Внутреннее парораспределение, т.е. впуск и выпуск пара для обеих полостей цилиндра, обеспечивается и регулируется системой клапанов или золотниковым механизмом. На паровозах обычно применяются круглые золотники, представляющие собой цилиндрическую камеру 5 с окнами и каналами 1, 2, 3, 6 и 7 для впуска и выпуска пара, в которой размещен и может соосно двигаться собственно золотник 4, состоящий из штока с двумя дисками, играющими роль поршней в золотниковой камере.

Управление перемещением золотникового штока осуществляется специальным внешним парораспределительным механизмом, связанным с

кривошипом ведущего колеса, чем обеспечивается согласование фаз впуска и выпуска пара с движением поршня в цилиндре и направлением движения локомотива.

Величина КПД паровых машин паровозов из-за больших потерь теплоты в них не превышает 14–15 %. Это, главным образом, и приводит к низким значениям общего КПД паровоза, величина которого в эксплуатации в среднем составляет всего 5–7 %.

Паровой котел и паровые машины паровоза размещаются на общей раме, объединяющей их с экипажной частью паровоза, в которую входят ведущие («сцепные») колесные пары, связанные между собой спарниками (сцепными дышлами), буксы, упругое рессорное подвешивание, а также вспомогательные (направляющие и поддерживающие) колесные пары со своими тележками и упряжные приборы.

Газотурбовоз – локомотив с газотурбинным двигателем, который приводит его в движение посредством сопутствующих механизмов.

Преимущества: высокая удельная мощность (0,5–2 кг/л.с.); простота конструкции, отсутствие поверхностей трения, малый расход смазки, возможность работать на низкосортных сернистых топливах, благоприятные свойства свободной газовой турбины, позволяющей «жёсткие» передачи. Одновальная – вал, компрессор и турбины жёстко соединены. Компрессор сжимает воздух до 5–6 кг/см², воздух подаётся в большем количестве, чем необходимо для сжигания топлива. Это дополнительное количество воздуха необходимо для охлаждения газов, имеющих температуру 1800–2000 °С, до температуры, которую выдерживают лопатки турбины 750–800 °С. Продукты сгорания и воздух не участвовавший в процессе горения, перемешиваются в камере и образуют воздушно-газовую смесь. Смесь поступает в турбину, проходя по его ступеням, расширяется, в результате чего тепловая энергия преобразуется в кинетическую, а та в механическую. Часть мощности (60–70 %) уходит на привод компрессора, а лишь остальная на колёсные пары.

Температура газоздушной смеси, покидающей турбину, – 420–450 °С, а температура сжатого воздуха в компрессоре 230–250 °С, значит, можно использовать его для подогрева сжатого воздуха (снижая расход топлива). Этот процесс называют регенерацией, а специальный теплообменник – регенератор.

При одновальном двигателе в газовой турбине происходит полное расширение рабочего тела до давления окружающей среды, и её мощность выше на 30–40 % той мощности, что используется на привод компрессора.

Турбину можно разделить на две: компрессорную, в которой газы расширяются до некоторого промежуточного давления (2–3 кг/см²), с тем чтобы мощность этой турбины была равна мощности компрессора, и тяговую турбину, не связанную с основным валом, в которой происходит окончательное расширение рабочего тела. Установка превращается в двухвальную: основной вал турбокомпрессора, с которого не снимается мощ-

ность, то есть турбокомпрессор является только генератором газа, и вал свободной турбины, с которого мощность установки передаётся потребителю. Наличие свободной (тяговой) турбины позволяет в двухвальном двигателе использовать благоприятные тяговые свойства (при трогании с места свободная турбина развивает максимальный вращающий момент) и использовать жёсткие передачи.

Экономичность газотурбинного двигателя решающим образом зависит от температуры газов одной турбины, то есть чем выше эта температура, тем выше КПД (при температуре 800–850 °С КПД равен 25–27 %, при температуре 1000–1100 °С КПД около 40 %). Однако для обеспечения заданной экономичности двигателя надо иметь определённое давление рабочего тела в процессе подвода тепла, то есть определённой степени сжатия в компрессоре (π_k), при температуре 750–850 °С $\pi_k = 7-4$, а при температуре 900–1100 °С $\pi_k = 25-15$.

Дизель-поезда состоят из моторных и прицепных вагонов и приводятся в движение дизелями, расположенными в моторных вагонах. Назначение дизель-поездов заключается в перевозке пассажиров по неэлектрифицированным участкам.

1.1.2 Род деятельности

По роду деятельности локомотивы подразделяются:

- а) грузовые, развивающие большую силу тяги и предназначенные для перевозки грузов;
- б) пассажирские, имеющие меньшую силу тяги, но развивающие большую скорость и предназначенные для перевозки пассажиров;
- в) грузопассажирские локомотивы могут работать в двух режимах – грузовом и пассажирском;
- г) маневровые локомотивы работают на малых скоростях и с большей силой тяги. Используются на станциях, пунктах погрузки и выгрузки, на подъездных путях;
- д) промышленные локомотивы используются на промышленных предприятиях, металлургических, карьерах и т.д. Особенность данных локомотивов заключается в том, что при небольших скоростях они обладают высокой силой тяги при троганье с места, из-за чего у них нагрузка на ось выше, чем у магистральных локомотивов.

1.1.3 Основные характеристики локомотивов

Осевая характеристика – даёт сведения о количестве тележек в секции локомотива, сочленённые или несочленённые тележки, сколько колёсных пар в тележке и имеют ли они индивидуальный привод. Весовые параметры локомотива – сцепной вес и средняя нагрузка от ведущей колёсной пары на рельс (F_k и 2Π).

Тяговая характеристика локомотива – зависимость силы тяги локомотива от скорости его движения и режима работы его энергетической установки ($F_k = f(V)$).

Выделяют основные эксплуатационные характеристики локомотивов:

– Мощность, как известно, мера интенсивности выполнения работы или потребления энергии. Для автономных локомотивов выделяют эффективную мощность энергетической установки (N_e) и тяговую мощность (N_k), используемую на тягу поездов, мощность, развиваемую локомотивом в расчётном режиме. Величина N_k характеризует тяговые возможности локомотива:

$$N_k = 0,278 \cdot F_{kp} \cdot V_p, \text{ (кВт)},$$

где F_{kp} – расчётная величина касательной силы тяги, (кН);

V_p – величина скорости на расчётном подъёме, км/ч.

– Конструкционная скорость (V_k) – максимально допустимая величина скорости локомотива по прочности его конструкции и безопасности работы.

1.1.4 Габариты подвижного состава

Габарит – предельное поперечное очертание (перпендикулярное оси пути), за пределы которого не должна выступать ни одна часть локомотива или вагона.

В СССР были установлены стандартные габариты Т и 1Т, которые действуют и в Российской Федерации.

Габарит – это постоянный параметр, как и ширина рельсовой колеи, изменять их произвольно нельзя.

Наиболее распространенный габарит 1Т имеет наибольшую ширину 3400 мм и высоту 5300 мм. Действительно допускаемые предельные значения ширины и высоты имеют меньшие размеры для покрытия возможных смещений локомотива.

Для экспорта локомотивы выполняются по западноевропейским габаритам 02Т.

1.1.5 Перспективные локомотивы

Перспективные локомотивы бывают следующих видов:

- а) газотурбовозы;
- б) высокоскоростной транспорт.

Высокоскоростной транспорт

Основные тенденции в развитии транспорта:

- увеличение мощности (для грузовых перевозок);
- увеличение скорости (для пассажирских перевозок).

В 1960-х годах была введена в эксплуатацию линия Ленинград – Москва с локомотивом ЧС200 и моторвагонные электропоезда ЭР200. В последующем была решена задача реализации скорости 200 км/ч с электровозом ЧС200 и вагонами РТ-200.

В настоящее время на данной линии эксплуатируются скоростные поезда «Сапсан», «Аллегро», рассчитанные на конструкционную скорость до 300 км/ч.

Абсолютным рекордом является достижение скорости 570 км/ч поездами TGV (Франция).

Необходимо отметить, что создание локомотивов и вагонов для таких скоростей не является окончательным решением достижения скорости, нужно решать вопросы состояния полотна, контактной сети, максимального спрямления профиля пути, автоблокировки, АЛС.

1.2 Тепловозные дизели

Классификация двигателей внутреннего сгорания. Двигатели внутреннего сгорания имеют много различных типов и вариантов конструкций. Они могут быть классифицированы по следующим основным признакам.

По числу тактов рабочего процесса двигателя принципиально делятся на две основных группы: четырехтактные и двухтактные.

По виду применяемого топлива бывают двигатели легкого жидкого топлива (типа бензина), тяжелого жидкого топлива (дизельное топливо), газовые и работающие на двух видах топлива (например, газовое и дизельное).

По способу образования рабочей смеси (т.е. смеси топлива и воздуха, необходимого для процесса горения) различают двигатели:

- с внутренним смесеобразованием, в которых рабочая смесь образуется внутри рабочего цилиндра в результате непосредственного впрыска топлива в цилиндр и распыливания его форсункой – дизельные двигатели;

- с внешним смесеобразованием, в которых горючая смесь, состоящая из паров легкого жидкого топлива и воздуха или из горючего газа и воздуха, образуется вне рабочего цилиндра, различают карбюраторные и газовые двигатели внутреннего сгорания.

По способу воспламенения рабочей смеси различают двигатели:

- с самовоспламенением топлива (дизельные двигатели), в которых впрыскиваемое в камеру сгорания цилиндра жидкое топливо испаряется и воспламеняется вследствие высокой температуры воздуха в цилиндре в конце такта сжатия;

- с принудительным зажиганием топлива, в которых воспламенение горючей смеси (пары топлива и воздух) происходит в результате зажигания ее от постороннего источника (электрической искры) – карбюраторные и газовые двигатели.

По роду рабочего цикла по аналогии с идеальными циклами различают двигатели внутреннего сгорания:

- с подводом теплоты при постоянном объеме – это двигатели, имеющие сравнительно низкую степень сжатия ($\varepsilon = 5-7$) и принудительное зажигание топлива (карбюраторные и газовые);

- с подводом теплоты при постоянном давлении – двигатели, имеющие более высокую степень сжатия ($\varepsilon = 12-14$), с воздушным распыливанием и самовоспламенением топлива – компрессорные дизели (т.е. двигатели, которые изобрел Р. Дизель), с середины XX в. не применяются и не строятся;

- со смешанным подводом теплоты – частично при постоянном объеме, а затем при постоянном давлении; двигатели, как правило, с высокой степенью сжатия ($\varepsilon = 12-18$) – бескомпрессорные дизели, т.е. именно те двигатели, которые сейчас называются дизельными и которые применяются на транспортных машинах, именно к этому типу двигателей внутреннего сгорания относятся современные тепловозные дизели.

Таким образом, тепловозные двигатели внутреннего сгорания – это бескомпрессорные дизели с самовоспламенением топлива и внутренним смесеобразованием, работающие на дизельном топливе по смешанному рабочему циклу.

По числу рабочих цилиндров двигатели внутреннего сгорания имеют очень широкий диапазон: от одного цилиндра у велосипедных моторов до 20 цилиндров на мощных тепловозах. Увеличение числа цилиндров в двигателях внутреннего сгорания имеет две цели: качественную – повышение равномерности создания вращающего момента на коленчатом валу, и количественную – увеличение мощности двигателей.

По расположению рабочих цилиндров различают двигатели внутреннего сгорания с вертикальным и горизонтальным расположением цилиндров; одно- и двухрядные; с V-образным расположением цилиндров; с «расходящимися» поршнями в одном цилиндре и двумя или даже тремя коленчатыми валами.

По способу охлаждения рабочих цилиндров бывают двигатели внутреннего сгорания с водяным и воздушным охлаждением. Воздушное охлаждение используют на более дешевых двигателях малой мощности, например, на мотоциклах, малолитражных автомобилях и легкомоторных винтовых самолетах. Цилиндры этих двигателей имеют с наружной стороны выступающее ребрение. При движении транспортного средства эти ребра омываются потоком встречного воздуха, который отводит и рассеивает теплоту. Двигатели железнодорожного подвижного состава, и в первую очередь тепловозные, имеют более эффективное водяное охлаждение цилиндров.

Дизельные двигатели, кроме того, классифицируют по способу наполнения воздухом рабочих цилиндров. Используются четырехтактные двигатели, в которых воздух всасывается непосредственно из атмосферы за счет насосного действия поршня в цилиндре, и двухтактные, с заполнением цилиндра воздухом от внешнего нагнетателя, низкий напор которого

обеспечивает продувку и наполнение цилиндра (двигатели относительно невысокой мощности).

В мощных дизелях воздух нагнетается в цилиндры под значительным избыточным давлением, что позволяет поместить в том же объеме цилиндра большую массу воздушного заряда и, следовательно, получить возможность для сгорания большей дозы топлива. Это важная особенность рабочего процесса называется наддувом двигателя.

Типоразмеры конкретных двигателей характеризуются их типовыми обозначениями. Условное обозначение типоразмера включает в себя (в последовательном порядке): число цилиндров; буквы, характеризующие тип двигателя (Ч – четырехтактный, Д – двухтактный, Н – с наддувом); численные величины диаметра цилиндра и хода поршня (в сантиметрах, через косую дробную черту). Заводы-изготовители, кроме того, присваивают своим двигателям условные заводские обозначения (например, Д49, ПД1, 10Д100, 14Д40, М756).

Типоразмер, например, дизеля 5Д49 производства Коломенского завода, примененного на тепловозах серии 2ТЭ116, обозначается 16ЧН 26/26; дизеля 10Д100 с двумя поршнями в каждом цилиндре Харьковского завода (тепловозов типа 2ТЭ10) – 10ДН 20,7/(2×25,4).

Тепловозы относятся к автономным локомотивам, так как имеют собственную силовую установку, которая вырабатывает энергию для движения. В качестве силовых установок применяют двигатели с внутренним смесеобразованием и самовоспламенением топлива от сжатия (дизели), работающие как по двухтактному (Д100, Д40), так и по четырёхтактному циклу (Д50, Д49, Д70, Д56 и др.) [5].

В четырёхтактных двигателях рабочий процесс состоит из 4 тактов: наполнение (впуск воздуха); сжатие воздуха; впрыск топлива, сгорание и последующее расширение образовавшихся газов (рабочий ход); выпуск отработавших газов (рис. 1.4).

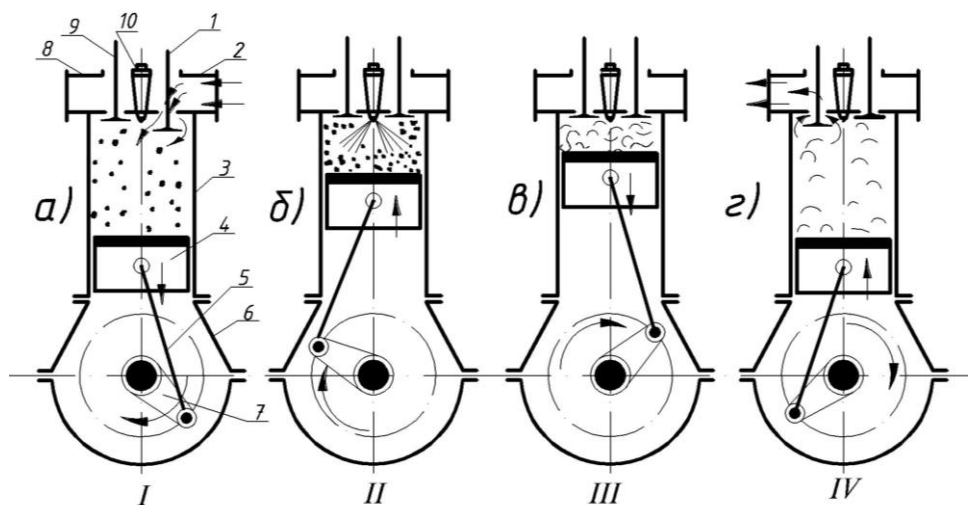


Рис. 1.4. Рабочий процесс четырехтактного двигателя

В процессе наполнения (рис. 1.4, *а*) открывается впускной клапан 1 и воздух из впускного коллектора 2 поступает в цилиндр двигателя 3. При этом поршень 4 движется вниз за счёт вращения коленчатого вала 7, связанного с поршнем шатуном 5. Коленчатый вал вращается в подшипниках, расположенных в картере 6. Во время второго такта (рис. 1.4, *б*) поршень движется вверх, впускной клапан закрывается и поступивший в цилиндр воздух сжимается. При сжатии давление и температура воздуха в цилиндре возрастают. В конце сжатия из форсунки 10 в цилиндр впрыскивается жидкое топливо, которое смешивается с горячим воздухом, испаряется, самовоспламеняется и сгорает.

В процессе сгорания температура и давление газов в цилиндре значительно возрастают. Усилие от давления газов на поршень передаётся через шатун на коленчатый вал, обеспечивая его вращение. Так как при этом газы, находящиеся в цилиндре, совершают работу, то это называется рабочим ходом (рис. 1.4, *в*).

Чтобы подготовить цилиндр для следующего рабочего цикла, нужно очистить его от отработавших газов. Для этого служит 4-й такт – выпуск, момент, когда открывается выпускной клапан 9, и поршень, двигаясь вверх (рис. 1.4, *г*), выталкивает газы из цилиндра в выхлопной коллектор 8 и далее в атмосферу.

Таким образом, рабочий цикл в четырёхтактном двигателе совершается за 4 хода поршня (или за два оборота коленчатого вала).

Принципиальное отличие двухтактных двигателей от четырёхтактных в том, что рабочий цикл в них совершается в 2 раза быстрее – за два хода поршня (один оборот коленчатого вала). При этом ярко выраженных тактов всего два: сжатие свежего заряда воздуха и рабочий ход. Так же, как и в четырёхтактных двигателях, сгорание топлива происходит в конце сжатия и начале рабочего хода.

Выпуск отработавших газов и наполнение цилиндра свежим зарядом воздуха в двухтактных двигателях происходит в конце рабочего хода и начале такта сжатия одновременно. Этот процесс получил название продувки. Существуют контурные и прямоточные продувки. В тепловозных дизелях применяются только прямоточные продувки – клапанно-щелевые (рис. 1.5) и прямоточно-щелевые (рис. 1.6).

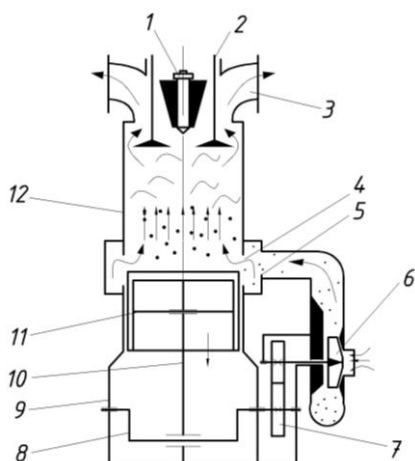


Рис. 1.5. Схема клапанно-щелевой продувки

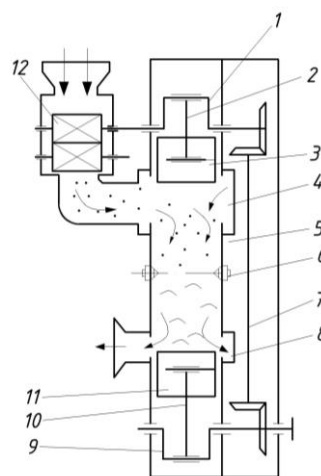


Рис. 1.6. Схема прямоточно-щелевой продувки

В процессе продувки воздух, поступающий в цилиндр двигателя от продувочного компрессора, заставляет отработанные газы выходить из цилиндра двигателя.

В ряде случаев как в четырёхтактных, так и в двухтактных двигателях применяется наддув (рис. 1.7). В процессе наддува происходит увеличение массового заряда воздуха путём повышения давления, создаваемого специальным компрессором, при одновременном увеличении подачи топлива. Тепловозные дизели отличаются системой воздухообеспечения. Применяются двигатели с одной и более ступенями наддува воздуха. Так, например, дизель 10Д100 имеет комбинированную двухступенчатую систему наддува, включающую два параллельно работающих турбокомпрессора в качестве первой ступени и приводной центробежный компрессор в качестве второй ступени. Воздух перед подачей в двигатель подвергается охлаждению в воздушном охладителе. Наддув воздуха позволяет значительно увеличить мощность дизеля.

Мощность тепловозных дизелей в зависимости от их назначения изменяется в пределах 750...6000 л.с. (550...4410 кВт). В соответствии с этим число цилиндров варьируется от 6 до 20.

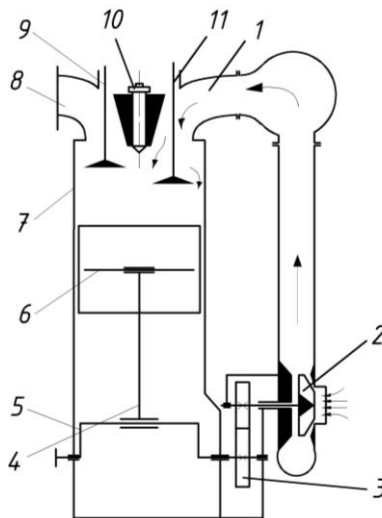


Рис. 1.7. Наддув двигателя

1.2.1 Рабочий процесс и конструкция 4-тактного рядного ДВС

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) относится к тепловым двигателям, в которых химическая энергия топлива в процессе сгорания внутри цилиндра двигателя превращается в тепловую. Тепловая энергия с помощью поршня и шатунно-кривошипного механизма (ШКМ) преобразуется в механическую энергию вращения коленчатого вала.

По способу осуществления рабочего процесса внутри цилиндра двигатели подразделяются на 4-тактные и 2-тактные.

Рабочий процесс 4-тактного двигателя состоит из четырех составляющих:

- наполнение;
- сжатие;
- сгорание топлива и рабочий ход;
- выпуск отработанных газов (выхлоп).

На тепловозах применяются только двигатели с впрыском топлива и самовоспламенением этого топлива (дизели).

В таких двигателях в процессе наполнения в цилиндр поступает свежий воздух, который затем, при движении поршня вверх, сжимается.

В конце процесса сжатия (у верхней мёртвой точки – в.м.т.) в цилиндр впрыскивается топливо под очень высоким давлением. Соприкасаясь с горячим сжатым воздухом, топливо воспламеняется без постороннего запала. В процессе сгорания быстро возрастает давление газов и их температура. Газы, действуя на поршень, заставляют его двигаться вниз, к нижней мёртвой точке (н.м.т.). Это рабочий ход. Затем, двигаясь вверх, поршень выталкивает отработанные газы в выхлопной коллектор. Каждому процессу соответствует один ход поршня. Следовательно, весь рабочий цикл происходит за 4 хода поршня или за 2 оборота коленчатого вала.

Для получения высокой мощности применяют многоцилиндровые двигатели (до 20 цилиндров), которые объединяют в общий агрегат и работают на один коленчатый вал.

Существует несколько способов расположения цилиндров в многоцилиндровых двигателях. Один из способов – рядное расположение (рис. 1.8). К этому типу относится дизель Д50 – шестицилиндровый, мощностью 1000 л.с. (735 кВт). В форсированном варианте – 1200 л.с. (882 кВт).

В таком двигателе цилиндры устанавливаются в общей блоке цилиндров 6, а головка цилиндров 5, в которых размещены клапаны и топливные форсунки, выполнены отдельными на каждый цилиндр. Общий коленчатый вал 4 размещается в картере 7.

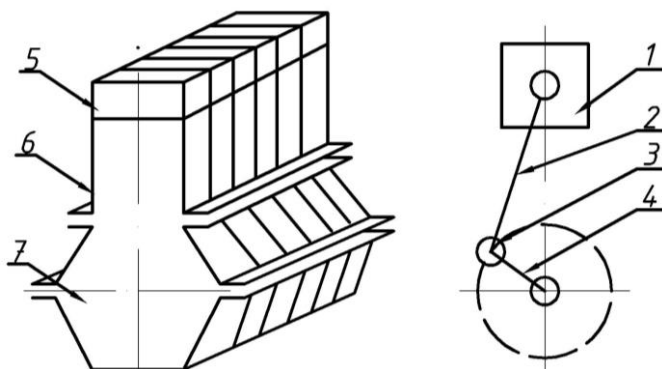


Рис. 1.8. ДВС с рядным расположением цилиндров

1.2.2 Принцип работы и конструкция 4-тактного V-образного ДВС

Рабочий процесс V-образного 4-тактного двигателя аналогичен рабочему процессу рядного двигателя, который был рассмотрен ранее.

Необходимость создания мощных двигателей с ограниченными геометрическими размерами привела к различным вариантам расположения цилиндров в многоцилиндровых двигателях. Одним из таких вариантов является дизель с V-образным расположением цилиндров (рис. 1.9).

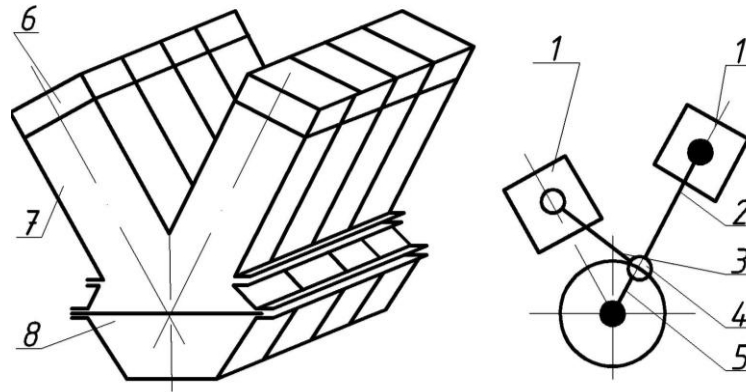


Рис. 1.9. Расположение цилиндров V-образного двигателя

В этом случае и цилиндры 7, и головки цилиндров 6 могут быть отдельными, т.е. индивидуальными. Цилиндры 7 крепятся к остову двигателя 8.

Существуют конструкции, в которых и цилиндры и головки цилиндров объединены в единые блоки или цилиндры – в блоке, а головки – индивидуально.

Конструкция ШКМ в данном случае более сложная, чем у рядного двигателя, так как от двух соседних поршней каждого V-образного отсека движение необходимо передать на один кривошип коленчатого вала.

Для этого один из шатунов 2, который называется главным, своей нижней головкой 4 устанавливается на шатунную шейку кривошипа коленчатого вала 5. Второй шатун 3, называемый прицепным, крепится к нижней головке главного шатуна 2.

Заметим, что существуют и другие способы крепления главных и прицепных шатунов, но на всех тепловозных двигателях применяют рассмотренный выше способ.

Единый коленчатый вал укладывается в остове двигателя на коренных подшипниках и полужёсткой муфтой соединяется с якорем главного генератора. На другом конце коленчатого вала устанавливается маятниковый антивибратор.

Антивибратор предназначен для снижения напряжения в коленчатом вале, возникающего вследствие крутильных колебаний. В дизелях типа Д49 применяются антивибрационные агрегаты различной конструкции. Например, на дизелях 12ЧН 266/26 устанавливается силиконовый демпфер, на

форсированных моделях 16ЧН 26/26 и 20ЧН 26/26 устанавливается комбинированный агрегат, состоящий из силиконового демпфера и маятникового антивибратора. Выбор конструкции антивибрационного агрегата определяется уровнем и характером крутильных колебаний в коленчатом вале.

Угол между кривошипами коленчатого вала определяется по формуле:

$$\varphi = \frac{180 \cdot \tau}{Z_1},$$

где τ – тактность двигателя;

Z_1 – число V-образных отсеков, работающих на одну шатунную шейку.

1.2.3 Принцип работы и конструкция 2-тактного рядного ДВС

В 2-тактном двигателе рабочий цикл осуществляется в 2 раза быстрее, чем у 4-тактного – за один оборот коленчатого вала, т.е. за 2 хода поршня. При этом необходимо выполнить все требуемые рабочие процессы – наполнить цилиндр зарядом свежего воздуха, затем сжать этот воздух, осуществить впрыск топлива в конце процесса сжатия, обеспечить самовоспламенение топлива и рабочий ход поршня и, наконец, очистить цилиндры от отработанных газов, чтобы подготовить их к следующему рабочему циклу. Следовательно, какие-то процессы необходимо совместить и выполнить их практически одновременно.

В 2-тактных двигателях совмещены два рабочих процесса – выхлоп отработанных газов и наполнение цилиндров зарядом свежего воздуха. Таким образом, в 2-тактном двигателе имеют место только два самостоятельных рабочих процесса – сжатие, когда поршень движется вверх, и сгорание топлива с дальнейшим процессом расширения образовавшихся газов – рабочий ход.

В конце процесса сжатия в цилиндр двигателя топливной форсункой подаётся топливо, которое, соприкасаясь с горячим воздухом, самовоспламеняется и происходит быстрое его сгорание. К этому времени поршень поднимается к в.м.т.

Образовавшиеся газы, действуя на поршень, заставляют его двигаться вниз – совершается рабочий ход поршня. В конце рабочего хода открываются выпускные окна, прорезанные в цилиндрической втулке или клапаны. Газы начинают выходить из цилиндра под действием разности давлений в цилиндре и в выхлопном коллекторе – свободный выхлоп. Через некоторое время поршень, продолжая двигаться вниз, открывает продувочные окна, через которые в цилиндр поступает продувочный воздух. Последний выталкивает оставшиеся газы, а освободившийся объём цилиндра заполняется зарядом этого свежего продувочного воздуха.

В 2-тактных двигателях существуют различные типы продувок. В тепловозных ДВС применяют так называемые прямоточные продувки. На рис. 1.10 приведён эскиз тепловозного дизеля 2Д100 (10Д100) с прямоточно-щелевой продувкой.

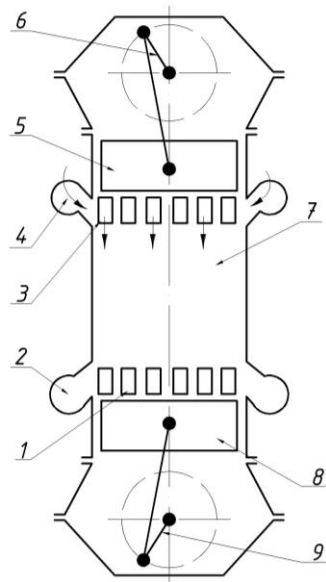


Рис. 1.10. Дизель 2Д100

Продувочный воздух, подаваемый специальным продувочным компрессором в продувочные коллекторы 4 через продувочные окна 3, поступает в цилиндр 7. Двигаясь сверху вниз (прямотоком), продувочный воздух выталкивает отработанные газы через выхлопные окна 1 в выхлопной коллектор 2.

Продувочные и выхлопные окна открываются соответственно верхним 5 и нижним 8 поршнями и также закрываются.

Продувочный воздух, очистив цилиндр от выхлопных газов, заполняет их объём для следующего цикла.

Особенность этого двигателя в том, что все 10 цилиндров расположены в один ряд (рис. 1.11). В каждом цилиндре находятся по два поршня – верхний 2 и нижний 3, которые передают движение соответственно на верхний 1 и нижний 5 коленчатые валы.

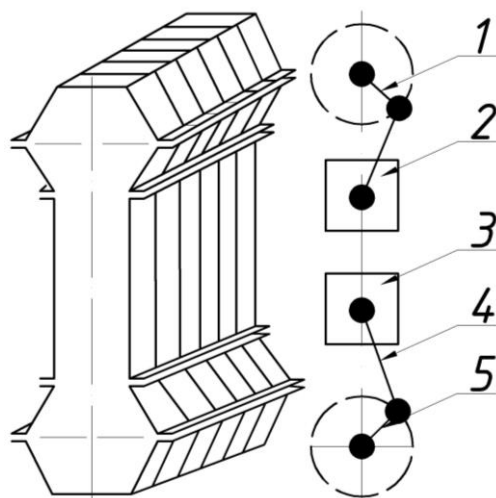


Рис. 1.11. Расположение цилиндров рядного двигателя 2Д100

1.2.4 Индикаторная диаграмма 4-тактного и 2-тактного ДВС

Наглядное представление о рабочих процессах дизеля дает расчетная диаграмма рабочего цикла в координатах $p-V$ (по оси абсцисс откладываются текущие значения объема V цилиндра, а по оси ординат – соответствующие им величины давления p газов в цилиндре). Для оценки качества работы дизеля при помощи специального прибора – индикатора – снимается так называемая индикаторная диаграмма протекания рабочего процесса, в которой измеряемые текущие значения давления газов в цилиндре фиксируются в соответствии с углами поворота коленчатого вала. Такая диаграмма может быть перестроена в координатах $p-V$.

Проследим по индикаторным диаграммам протекание рабочих циклов четырехтактного (рис. 1.12, *a*) и двухтактного (рис. 1.12, *б*) дизелей с учетом вышесказанного. Пунктирные линии на обеих диаграммах показывают протекание процессов теоретического рабочего цикла. Цифры на диаграммах отмечают моменты открытия и закрытия клапанов (или окон) и подачи топлива.

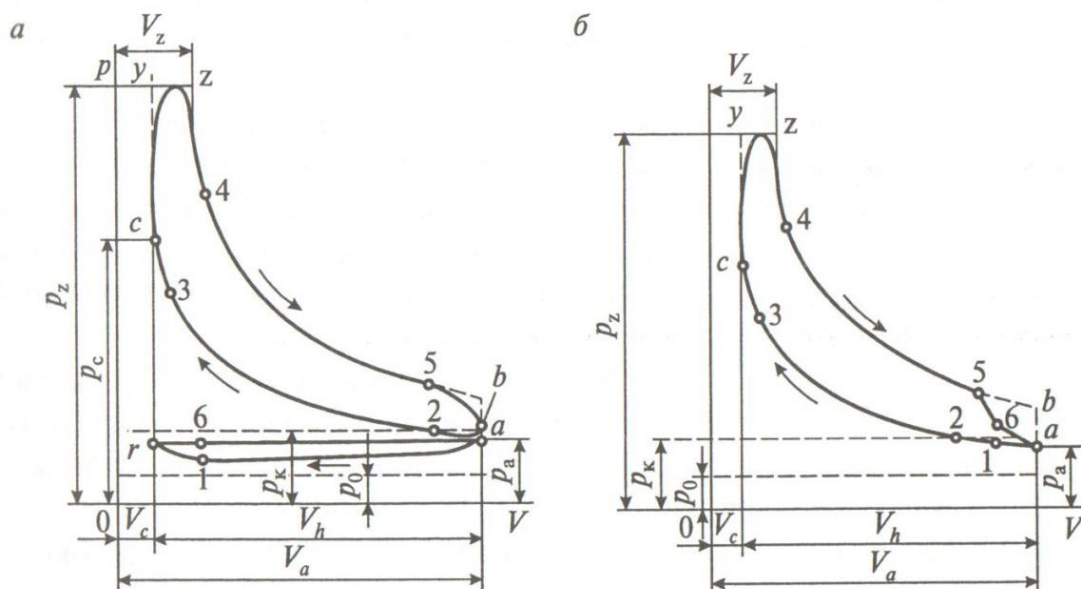


Рис. 1.12. Диаграммы рабочих циклов:

a – четырёхтактного дизеля; *б* – двухтактного дизеля;

- 1 – открытие впускных клапанов (окон); 2 – закрытие впускных клапанов (окон); 3 – начало подачи топлива; 4 – окончание подачи топлива; 5 – открытие выпускных клапанов (окон); 6 – закрытие выпускных клапанов (окон)

В четырехтактном дизеле длительность процесса наполнения цилиндра (1-*r*-6-*a*-2 по рис. 1.12, *a*) достаточна для того, чтобы обеспечить очистку цилиндра от остатков отработавших газов и получить необходимый заряд свежего воздуха для возможности полного сгорания топлива. В двухтактных дизелях наполнение цилиндров воздухом и удаление продуктов сгорания предыдущего цикла происходят за более короткий промежуток времени (6-*a*-1-2 на рис. 1.12, *б*).

Сжатие воздуха 2-с, впускные и выпускные клапаны закрыты. Давление воздуха в конце сжатия (в точке с) p_c достигает величин порядка 4–6 МПа, а температура воздуха $T_c = 800–900$ К.

Горение топлива с-у-z-а происходит в два этапа: сначала при условно-постоянном объеме (линия с-у), а потом при условно-постоянном давлении (линия у-z). В условной точке z (а фактически между точками у и z) давление в цилиндре p_z достигает 8–12 МПа, температура конца сгорания 1800–2100 К.

Отношение максимального давления сгорания p_z к давлению конца сжатия p_c определяет степень повышения давления λ . Ее величина составляет обычно 1,2–1,3.

Расширение газов z-5; топливо, не успевшее сгореть в период с-у-z, продолжает догорать на участке расширения z-4. Отношение объема газа V_z к объему камеры сжатия V_c представляет степень предварительного расширения ρ . Отношение полного объема цилиндра V_a к объему цилиндра в конце расчетного горения V_z называется степенью последующего расширения δ .

Выпуск отработавших газов 5-1; в четырехтактном дизеле на всем протяжении процесса выталкивания отработавших газов их давление в цилиндре остается почти неизменным: выше атмосферного, но ниже давления воздуха при впуске (см. рис. 1.12, а, линия r-б-а).

В двухтактном дизеле после открытия выпускных клапанов или окон (точка 5, см. рис. 1.12, б) давление в цилиндре падает. Подача воздуха через впускные окна (точка б) в процессе продувки не повышает давления в цилиндре и после того, как поршень пройдет н.м.т. и начнется такт следующего цикла. Давление нарастает лишь после закрытия выпускных клапанов или окон (точка 1).

1.2.5 Основные параметры

Работа в единицу времени, развиваемая газами в цилиндрах двигателя, называется индикаторной мощностью дизеля:

$$N_i = 100 \cdot P_i \cdot V_n \cdot nz/3\tau,$$

где P_i – среднее индикаторное давление, мПа;

V_n – рабочий объем цилиндра, м³;

n – частота вращения вала двигателя, об/мин;

z – число цилиндров;

τ – число тактов рабочего процесса за цикл.

Мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя, называется эффективной мощностью:

$$N_e = N_i - N_m,$$

где N_m – мощность механических потерь.

$$N_e = 100 \cdot P_e \cdot V_n \cdot nz/3\tau,$$

где P_e – эффективная работа за цикл, отнесённая к рабочему объёму цилиндра, мПа.

Отношение эффективной мощности к индикаторной, называется механическим коэффициентом полезного действия (КПД):

$$\eta_m = N_e / N_i.$$

Отношение полезной (эффективной) работы на валу двигателя к потенциальному количеству теплоты, выработанному от введённого топлива, называется эффективным КПД:

$$\eta_e = 3600 / g_e \cdot Q,$$

где g_e – удельный расход топлива, кг/кВт·ч.

1.2.6 Топливная аппаратура ДВС

Топливная и регулирующая аппаратура дизеля, предназначенная для управления и регулирования подачи топлива, его впрыска и распыливания в цилиндрах, включает в себя топливные насосы высокого давления, форсунки и регуляторы частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Кроме основного оборудования, возможность работы дизеля поддерживается так называемым вспомогательным оборудованием дизеля. К нему относятся системы, обеспечивающие функционирование дизеля. По сути дела, эти системы являются системами уже всего тепловоза, так как занимают значительное место в его внутреннем рабочем пространстве (машинном помещении).

Топливная система дизеля (топливоподкачивающие насосы низкой давления, топливные баки, фильтры очистки топлива и соединяющие их с собственно дизельным двигателем трубопроводы).

В двигателях с самовоспламенением от сжатия топливная аппаратура, схема которой показана на рис. 1.13, играет важнейшую роль. От её исправной работы зависит не только работоспособность дизеля, но и его технико-экономические показатели. Это связано с тем, что неисправная, а также неправильно отрегулированная топливная аппаратура может существенно снизить вырабатываемую мощность и повысить расход топлива.

Плунжерные топливные насосы высокого давления обеспечивают подачу топлива к топливным форсункам под давлением 50...120 МПа (500...1200 кг/см²). Такое высокое давление способствует хорошему распылению топлива при подаче его в цилиндр двигателя (диаметр капель топлива здесь составляет 5...25 мкм). Это в свою очередь способствует хорошему перемешиванию топлива с воздухом, последующему его испарению, самовоспламенению и сгоранию.

Основным нагнетательным элементом насоса является плунжерная пара (плунжер и его гильза), которая через нагнетательный клапан и топливопровод высокого давления подаёт топливо к форсунке. Верхняя часть плунжера имеет золотниковое устройство, состоящее из продольного паза, косого среза и кольцевой канавки. Данное устройство обеспечивает изме-

нение количества топлива, подаваемого насосом за один рабочий ход, путём поворота плунжера, в результате чего наклонная отсечная кромка перемещается относительно отверстия в гильзе. Это приводит к изменению активного хода плунжера, т.е. той части хода, где окно в гильзе перекрыто его боковой поверхностью и осуществляется подача топлива в форсунку.

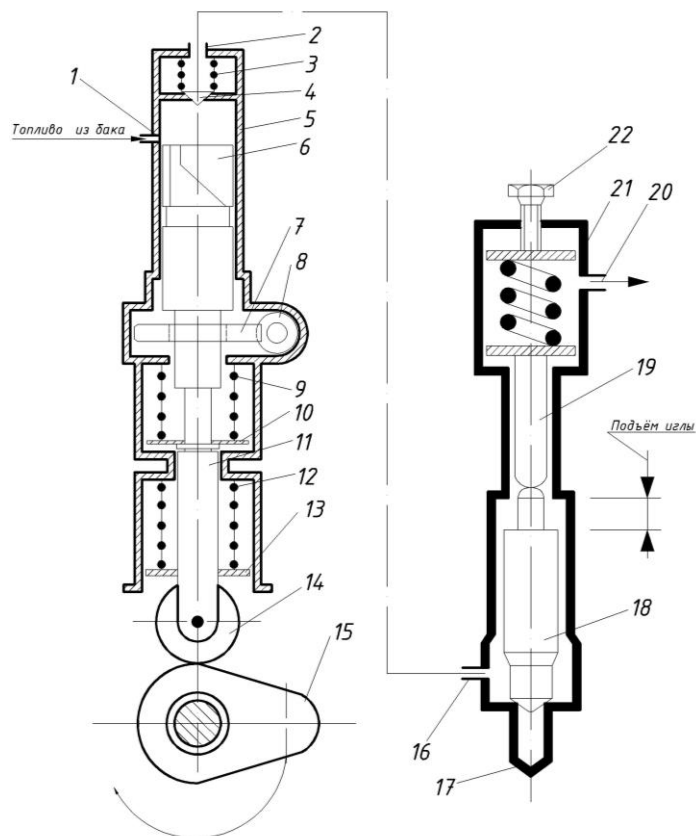


Рис. 1.13. Схема топливной аппаратуры

Поворот плунжера происходит за счёт линейного перемещения регулирующей зубчатой рейки, вращающей шестерню, соединённую с плунжером. Плунжер перемещается вверх под действием кулачка, находящегося на валу привода насоса, через ролик толкателя и толкатель. Возвраты плунжера и толкателя вниз обеспечивают пружины.

Топливная форсунка закрытого типа имеет сопловой наконечник с несколькими (3–10) отверстиями малого диаметра (0,35...0,56 мм).

Канал, подводящий топливо к сопловым отверстиям, перекрывается иглой, прижатой к своему седлу пружиной через промежуточный толкатель. Под действием возрастающего давления топлива, нагнетаемого насосом, игла поднимается, преодолевая сопротивление пружины. Давление начала подъёма иглы (20...37 МПа) устанавливается с помощью регулирующего винта.

1.3 Типы тепловозных передач

На тепловозах устанавливаются передачи мощности от дизеля к движущим колёсным парам. Такие устройства должны полностью использовать мощность дизеля при трогании с места или в период разгона развивать большую силу тяги и снижать её при увеличении скорости. В связи с изменением профиля пути, а следовательно и внешней нагрузки на тепловоз, передача должна приспосабливаться к этим переменным условиям и сохранять постоянный, максимально выгодный режим работы дизеля.

Практическое применение имеют три вида передач:

- механическая, где используется набор шестерен разного диаметра, ими достигается изменение скорости движения колёс и величины силы тяги;
- электрическая;
- гидравлическая.

1.3.1 Механическая передача мощности

По устройству механическая передача локомотива является наиболее простой. Она характеризуется жесткой кинематической связью между входным (вал дизеля) и выходным (оси колесных пар) звеньями. Механическая передача состоит из следующих основных элементов (рис. 1.1): муфты сцепления 1, многоступенчатого редуктора (коробки скоростей) 2 и тягового привода колесных пар 3.

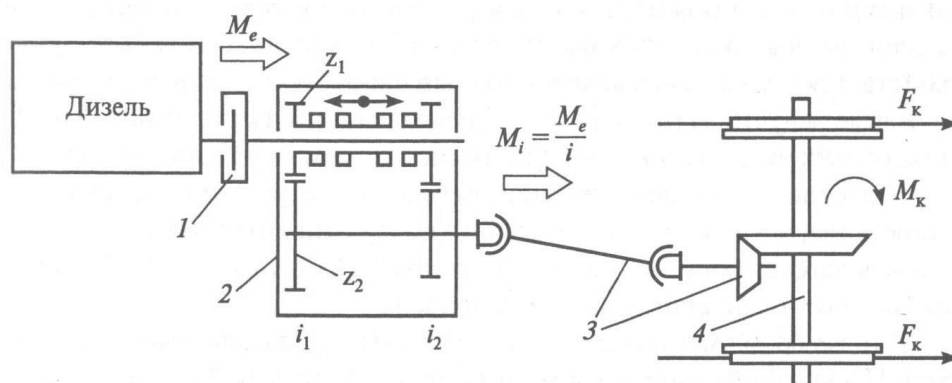


Рис. 1.14. Схема механической передачи:

1 – муфта сцепления; 2 – многоступенчатый редуктор; 3 – тяговый привод колесной пары; 4 – ось колесной пары

В соответствии с требованиями, предъявляемыми к тепловозным передачам, муфта сцепления позволяет отсоединять вал дизеля от движущихся колес в моменты пуска дизеля, изменения направления движения тепловоза (реверсирования), при включении и переключении ступеней скорости. Муфта сцепления может быть фрикционной, электромагнитной и т.д. На некоторых тепловозах с механической передачей в качестве муфты сцепления применяют гидравлическую муфту, обеспечивающую большую плавность включения.

К достоинствам механической передачи следует отнести простоту устройства, компактность, небольшую массу, относительно низкую стоимость изготовления и довольно высокий КПД (от 0,60 до 0,95 в зависимости от числа ступеней и типа привода).

В то же время механическая передача имеет ряд серьезных недостатков. Из-за неизбежной ограниченности числа ступеней скорости многоступенчатого редуктора тяговая характеристика $F_k(V)$ тепловоза с механической передачей имеет вид ступенчатой ломаной линии, значительно отличающейся от гиперболы.

1.3.2 Электрическая передача мощности

Электропередача тепловозов служит для передачи мощности от дизеля к осям движущих колёсных пар, обеспечивая при постоянных частоте вращения и мощности дизеля переменную частоту вращения осей колёсных пар и переменную тяговую силу в зависимости от профиля пути и условий движения.

Тяговый электродвигатель (ТЭД) развивает тяговый момент, который приводит к появлению силы тяги. Кинематическая схема передачи такого момента приведена на рис. 1.15. Тяговый электродвигатель 1 с одной стороны опирается на ось колёсной пары через опорно-осевой подшипник, а с другой стороны – на раму тележки 2 через пружинный пакет (при опорно-осевом подвешивании). С помощью шестерни 3, напрессованной на вал якоря ТЭД и зубчатого колеса 4 на оси колесной пары, крутящий момент от электродвигателя передаётся на колёсную пару.

Для одной колёсной пары сила тяги (Н) составит:

$$F_{к\partial} = \frac{2M_{\partial}}{D_k} \cdot \mu\eta_p,$$

где D_k – диаметр круга катания движущего колеса, м;

μ – передаточное отношение тягового редуктора;

η_p – КПД тягового редуктора.

Через параметры потребляемого тока можно определить тяговый момент ТЭД (Н·м):

$$M_{\partial} = 30 \frac{P_{\partial} \cdot \eta_{\partial}}{\pi \cdot n_{\partial}},$$

где P_{∂} – потребляемая мощность, $P_{\partial} = U_{\partial} \cdot I_{\partial}$, Вт;

n_{∂} – замеренная частота вращений;

η_{∂} – КПД ТЭД (в эксперименте принять $\eta_{\partial} = 0,87$).

Скорость (км/ч) и мощность (Вт) тепловоза находятся по выражениям:

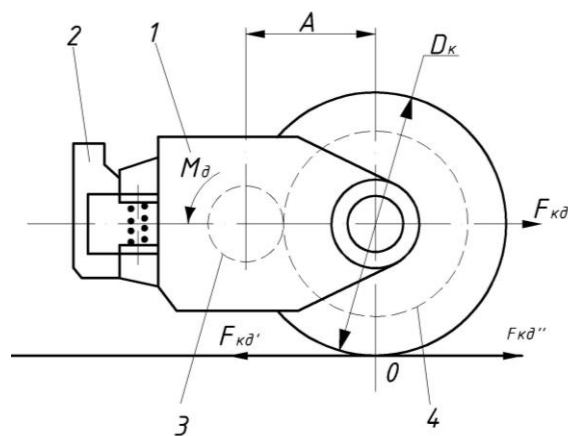


Рис. 1.15. Кинематическая схема передачи тягового момента

$$V = 0,1885 \cdot \frac{D_k \cdot n_d}{\mu};$$

$$P_T = \frac{F_{к\omega} \cdot mV}{3,6},$$

где m – количество ТЭД.

Дизель механически связан с якорем генератора, приводя его во вращение. Механическая энергия дизеля в генераторе преобразуется в электрическую энергию постоянного и переменного тока, которая поступает к ТЭД и там преобразуется в механическую энергию вращения якоря. Соответствующие схемы показаны на рис. 1.16. На рис. 1.16, *а* показана схема, которую используют на тепловозах с секционной мощностью до 2200 кВт; позиция *б* – при секционной мощности 1470...4400 кВт; позиция *в* – при секционной мощности 4400 кВт и более.

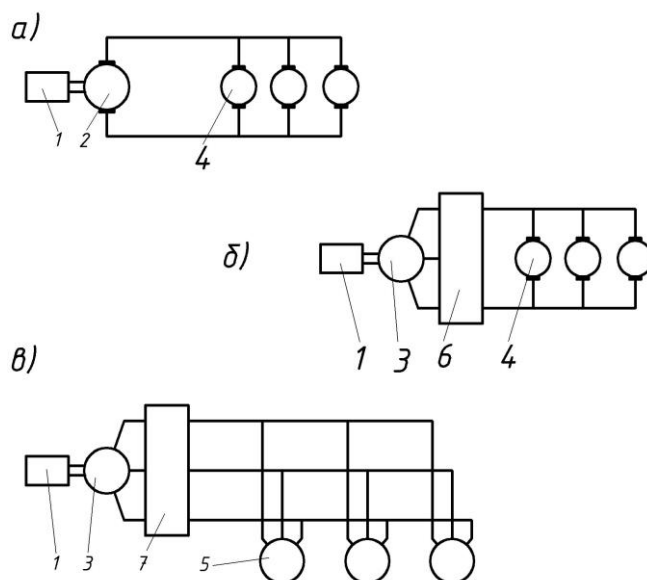


Рис. 1.16. Схема электрической передачи на тепловозах:
а – передача постоянного тока; *б* – передача переменного-постоянного тока;
в – передача переменного тока; 1 – дизель; 2 – тяговый генератор постоянного тока; 3 – тяговый генератор переменного тока; 4 – тяговый электродвигатель постоянного тока; 5 – тяговый электродвигатель переменного тока; 6 – выпрямительная установка; 7 – преобразователь частоты переменного тока

1.3.3 Гидравлическая передача мощности

Гидравлические передачи делятся на гидрообъемные и гидродинамические. Гидрообъемные передачи используются на отечественных тепловозах только в приводах вспомогательных механизмов. Для тяговых передач на тепловозах применяются только одно- и многоциркуляционные гидродинамические передачи.

Гидропередача включает в себя такие элементы, как гидромуфты и гидротрансформаторы.

Гидромуфты служат для включения и выключения той или иной ступени зубчатой передачи. Крутящий момент гидромуфта передаёт без изменения, а частота вращения вала на выходе из неё на 2...5 % меньше, чем на входе, за счёт скольжения турбинного колеса относительно насоса (рис. 1.17).

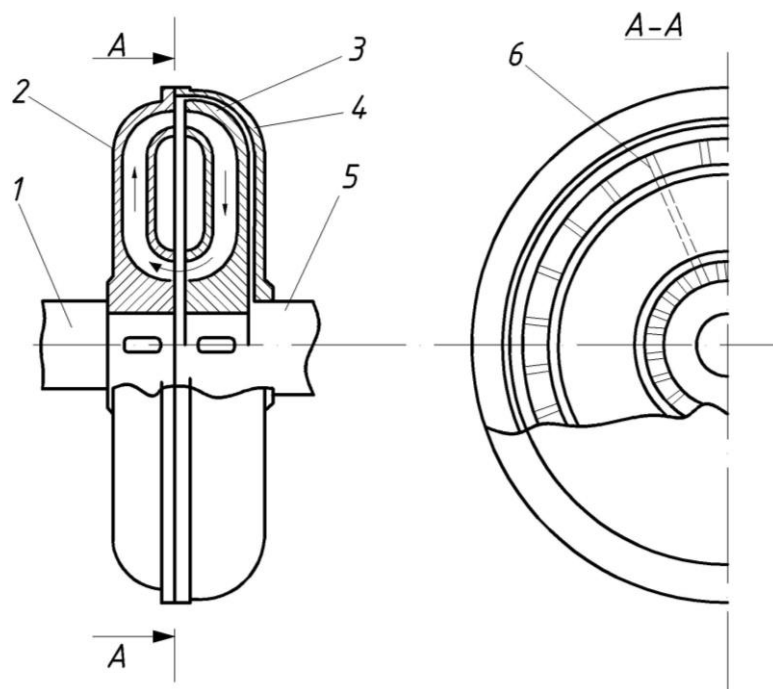


Рис. 1.17. Схема гидромуфты:

1 – ведущий вал; 2 – насосное колесо; 3 – турбинное колесо;
4 – наружный корпус; 5 – ведомый вал; 6 – лопатки турбинного колеса

При вращении ведущего вала, жёстко связанного с насосным колесом и корпусом, под влиянием центробежных сил жидкость в насосном колесе движется среди лопаток от центра вращения. При этом энергия вращения переходит в энергию скоростного потока жидкости, поступающей с большой скоростью в турбинное колесо, где скорость снижается. Кинетическая энергия жидкости переходит в механическую энергию вращения турбинного колеса, жёстко связанного с ведомым валом.

Гидротрансформаторы (рис. 1.18) также могут применяться для включения и выключения ступени зубчатой передачи. Во включённом состоянии гидротрансформатор значительно снижает частоту вращения ведомого вала, увеличивая одновременно на нём крутящий момент. По сравнению с гидромуфтой гидротрансформатор имеет дополнительно направляющий аппарат с лопатками, закреплённый неподвижно к корпусу передачи.

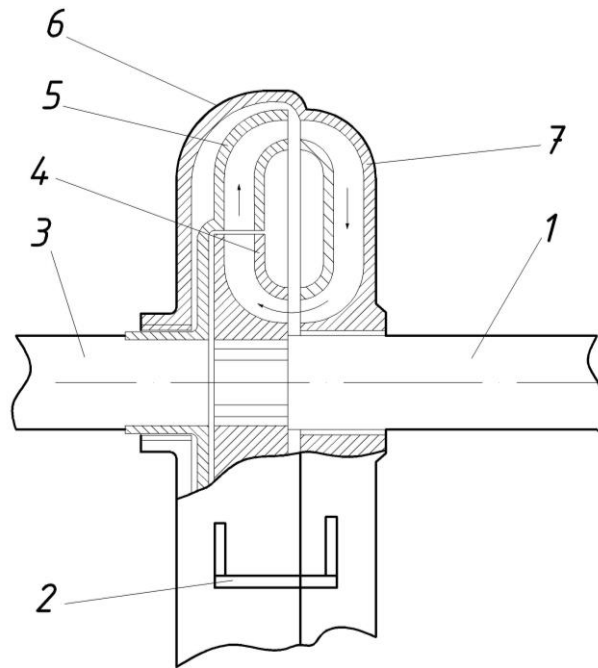


Рис. 1.18. Схема гидротрансформатора:

- 1 – ведущий вал; 2 – кронштейн крепления направляющего аппарата;
 3 – ведомый вал; 4 – насосное колесо; 5 – турбинное колесо;
 6 – наружный корпус; 7 – направляющий аппарат

Направляющий аппарат служит для увеличения кинетической энергии жидкости путём изменения её скорости и направления движения.

Гидропередача тепловозов служит для передачи мощности от дизеля к осям движущих колёсных пар, обеспечивая широкое изменение частоты вращения колёсных пар и силы тяги тепловоза при сравнительно небольшом изменении частоты вращения дизеля.

На тепловозах применяют только гидродинамическую передачу, состоящую из шестерёнчатой коробки передач, соединённой с одной стороны с дизелем, с другой – через карданный вал с осевым редуктором. Причём коробка передач включает гидравлические приборы, обеспечивающие включение и выключение передач, изменение передаточного отношения; включение переднего и заднего хода, маневрового или поездного режимов работы.

1.4 Экипаж тепловоза

1.4.1 Общие сведения об экипаже

К экипажной части тепловоза относятся те его узлы и конструкции, которые служат для размещения дизеля, передачи и вспомогательного оборудования, а также для создания (во взаимодействии с рельсом) силы тяги, передачи горизонтальных усилий (тяговых, тормозных).

Основные узлы экипажа:

- главная рама;
- ударно-сцепные устройства;
- кузов;
- ходовые части, к которым относятся тележки с колёсными парами, буксами и рессорным подвешиванием.

Экипажная часть («ходовая») магистрального тепловоза состоит из колесных пар (их общее число 4, 6 или 8) с буксами, в которых размещены подшипники, позволяющие колесным парам вращаться при одновременном поступательном движении всего локомотива. Колесные пары объединены в двух-, трех- или четырехосные тележки с упругим (рессорным) подвешиванием и опорно-возвращающими устройствами.

К экипажной части тепловозов обычно относят и его кузов, и главную раму с ударно-сцепными устройствами (автосцепками).

Главная рама воспринимает от ведущих колесных пар и передает к составу через автосцепки горизонтальные продольные силы (тяги и торможения), служит основанием для размещения силовой энергетической установки и вспомогательного оборудования, передает их вес через тележки и колесные пары на рельсы. Главная рама тепловоза как основа его конструкции, определяющая срок службы тепловоза в целом, является одним из самых металлоемких элементов тепловоза: при длине рамы 16–18 м ее масса составляет 10–15 % общей массы тепловоза.

Тележки могут поворачиваться относительно продольной оси опирающейся на них главной рамы на относительно небольшой угол (3–5°) в горизонтальной плоскости. Такое устройство экипажной части облегчает прохождение кривых участков пути.

У промышленных двух- и трехосных тепловозов малой мощности ведущие колесные пары могут размещаться непосредственно в главной раме, как у паровозов.

Кузов тепловоза также размещается на главной раме, которая служит его основанием. Кузов защищает все основное и вспомогательное оборудование тепловоза от внешних воздействий. Кузова тепловозов бывают двух типов: вагонного, или закрытого типа (обычно у магистральных тепловозов), и капотного (у маневровых и промышленных тепловозов).

Кузов закрытого типа (рис. 1.19) образует машинное помещение локомотива с внутренними проходами по обе стороны энергетической установки (дизеля или дизель-генератора) для ее обслуживания, а капот (рис. 1.20), как у автомобиля, накрывает энергетическую установку тепловоза. Доступ к ней обеспечивается через систему боковых дверок с обеих сторон капота. Для возможности прохода локомотивной бригады и ремонтного персонала на тепловозах с капотным кузовом устраивают продольные боковые (с обеих сторон) и поперечные (по концам рамы) площадки.

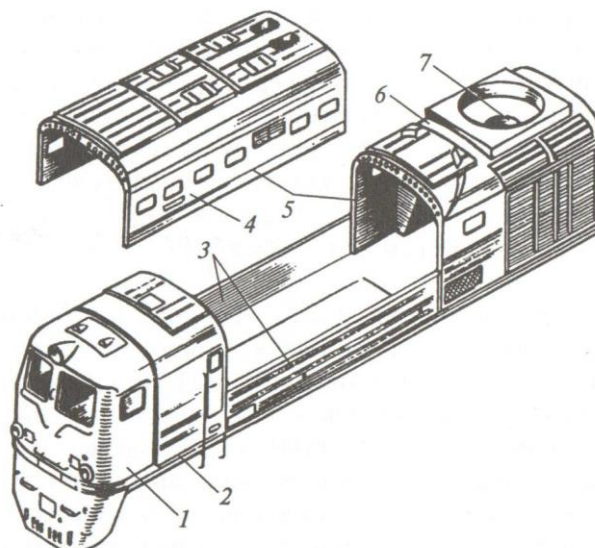


Рис. 1.19. Кузов секции грузового тепловоза типа 2ТЭ10:

1 – кабина машиниста; 2 – отсек высоковольтных камер; 3 – боковые стенки средней части кузова; 4 – съёмная крыша машинного помещения кузова; 5 – окантовочные («обносные») швеллеры; 6 – задняя часть кузова; 7 – шахта вентилятора охлаждающих устройств дизеля

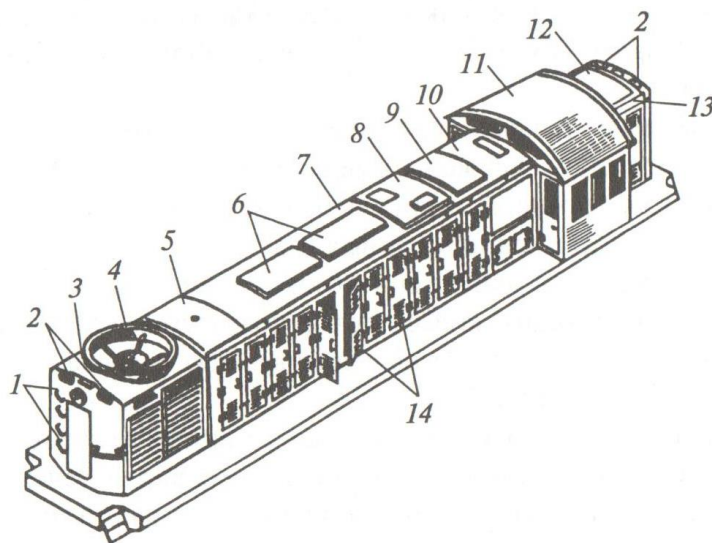


Рис. 1.20. Кузов капотного типа маневрового тепловоза серии ТЭМ2:

1 – скобы; 2 – люки песочных бункеров; 3 – камера охлаждающих устройств дизеля; 4 – диффузор вентилятора охлаждающих устройств; 5, 6, 8, 9 и 12 – крышки люков для доступа к силовому и вспомогательному оборудованию энергетической установки; 7 – капот над двигателем; 10 – капот над высоковольтной камерой; 11 – кабина машиниста; 13 – капот над аккумуляторной батареей; 14 – дверки в боковых стенках капотов

Тяговый привод колесных пар

Различают индивидуальный и групповой тяговые привода. В первом случае вращающий момент передается на каждую ось тепловоза автономным (индивидуальным) приводом; во втором – распределяется на две и более колесные пары, механически связанные между собой.

Индивидуальный привод получил наибольшее распространение в мировом локомотивостроении благодаря простоте и надежности конструкции. В нашей стране практически все магистральные тепловозы с электрическими передачами и электровозы оборудованы индивидуальным тяговым приводом. При этом типе привода каждая колесная пара тепловоза приводится в движение от отдельного тягового электродвигателя. Следовательно, при индивидуальном тяговом приводе число тяговых электродвигателей равно числу колесных пар тепловоза.

Групповой привод нашел широкое применение в конструкциях экипажной части отечественных тепловозов с гидродинамическими передачами. В этом случае вращающий момент передается и распределяется по колесным парам тепловоза от выходного вала гидропередачи с помощью системы карданных валов и осевых редукторов или так называемого спарникового механизма.

Буксовые узлы локомотивов

Буксами называются узлы ходовой части подвижного состава, обеспечивающие связь вращающихся при движении осей колесных пар с частями экипажа, совершающими поступательное движение (например, рама тележки, рама тепловоза). Технический термин «букса» в русском языке появился как производное от немецкого слова «Buchse». Буксы передают на буксовые шейки осей колесных пар вертикальные нагрузки от веса тепловоза, продольные тяговые и тормозные усилия, а также поперечные оси пути усилия, возникающие при прохождении локомотивом кривых участков пути. Кроме того, буксовые узлы ограничивают продольные и поперечные перемещения колесных пар относительно рамы тележки.

Буксовые узлы вместе с колесными парами также воспринимают от рельсовой колеи и передают другим узлам экипажной части динамические нагрузки при движении тепловоза по неровностям железнодорожного пути.

Буксы передают на буксовые шейки осей колесных пар вертикальные нагрузки от веса тепловоза, продольные тяговые и тормозные усилия, а также поперечные оси пути усилия, возникающие при прохождении локомотивом кривых участков пути. Кроме того, буксовые узлы ограничивают продольные и поперечные перемещения колесных пар относительно рамы тележки.

Буксовые узлы вместе с колесными парами также воспринимают от рельсовой колеи и передают другим узлам экипажной части динамические нагрузки при движении тепловоза по неровностям железнодорожного пути.

Классификация букс

Конструкции буксовых узлов различают по следующим главным признакам:

- по типу подшипников – с подшипниками скольжения и качения;

- по типу упругой вертикальной связи, посредством которой экипаж опирается на корпус буксы – витые пружины, листовые рессоры, резино-металлические блоки, пневматические упругие элементы;

- по способу соединения с рамой экипажа – с поступательно движущимися частями, с шарнирно-поводковым и рычажным механизмом;

- по способу передачи поперечных сил от оси колесной пары к корпусу буксы – жестким или упругим упором, посредством подшипников качения.

Буксовые узлы локомотивов находятся в тяжелых условиях работы: большие величины воспринимаемых усилий (вертикальные - от 100 до 120 кН; продольные тяговые и тормозные – 25–30 кН; поперечные рамные – от 80 до 90 кН), значительные динамические нагрузки, широкий диапазон изменения температуры окружающего воздуха от –50 до +50 °С. Качество конструкции буксового узла также оказывает непосредственное влияние на энергетические показатели локомотивной тяги (расход топлива или электроэнергии), плавность хода и безопасность движения подвижного состава, ресурс работы и другие.

Тележки и рессорное подвешивание

Тележка объединяет в одно целое колесные пары, буксы, ТЭД с системой подвешивания и тяговые редукторы. Эти ранее рассмотренные узлы ходовой части тепловоза, а также рессорное подвешивание связаны друг с другом через раму тележки.

Опорно-возвращающие устройства служат для передачи вертикальной нагрузки от веса кузова с оборудованием на тележки, удержания тележек во время движения тепловоза (например, при вилянии экипажа) в положении, при котором ее продольная ось совпадает с осью тепловоза, обеспечения ограниченного поворота тележек относительно оси кузова при прохождении тепловозом кривых участков пути, а также для возвращения тележек в первоначальное положение при ее отклонении от оси тепловоза.

Важное место в узлах связи тележек и кузова занимает шкворневое устройство (шкворень). Шкворень (рис. 1.21) предназначен для передачи горизонтальных (тяговых и тормозных) и поперечных усилий от рамы тележки к раме и кузову тепловоза; он также является центром поворота тележки относительно кузова.

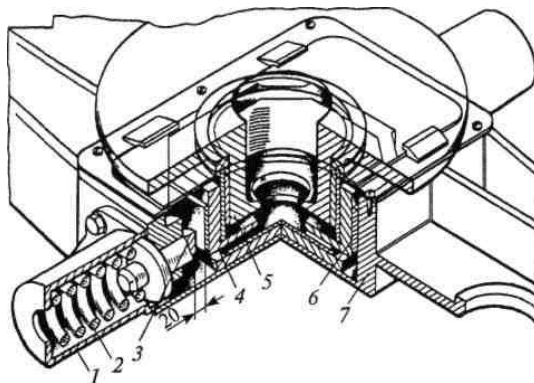


Рис. 1.21. Шкворневое устройство тепловоза 2ТЭ10М:

1 – стакан; 2 – пружина; 3 – упор; 4 – ползун; 5 – шкворень;
6 – сменные накладки; 7 – балка

Рессорное (упругое) подвешивание состоит из совокупности упругих элементов, связанных с передачей вертикальных нагрузок в конструкции экипажной части тепловоза. При движении тепловоза по рельсовой колее рессорное подвешивание выполняет следующие функции:

- передает силы тяжести (вес) кузова и оборудования тепловоза на оси колесных пар;
- смягчает (уменьшает) динамическое воздействие сил, действующих на локомотив со стороны пути, и гасит вертикальные колебания его экипажа;
- уменьшает динамическое воздействие колес колесных пар локомотивов и вагонов на рельсы и нижнее строение пути;
- более равномерно распределяет вес оборудования локомотива между осями колесных пар тележки при сбалансированном подвешивании.

Гасители колебаний (демпферы) предназначены для обеспечения расчетного снижения амплитуды вынужденных колебаний подрессоренных масс тепловоза и предотвращения резонансных явлений.

Как уже отмечалось ранее, цилиндрические пружины – основной элемент рессорного подвешивания современных тепловозов – обладают малым внутренним сопротивлением (силой трения) и не способны в ограниченное время погасить колебания подрессоренных масс тепловоза. По этой причине в систему индивидуального рессорного подвешивания тепловозов обязательно включают демпферы.

На отечественных тепловозах применяют два типа гасителей колебаний: фрикционный и гидравлический демпферы.

Фрикционный гаситель колебаний устанавливают в буксовой (первой) ступени рессорного подвешивания грузовых тепловозов 2М62У, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 2ТЭ116 и др. Такой тип демпфера обеспечивает преобразование механической энергии колебаний узлов тепловозов в работу сил трения, нагревание деталей демпфера и рассеивание тепловой энергии в окружающую среду.

Принцип работы гидравлических гасителей колебаний основан на следующем. В рабочем цилиндре демпфера, который заполнен маслом и укреплен на кузове тепловоза, находится поршень, шток которого соединен с рамой тележки. При возникновении колебаний поршень 6 поднимается вверх и вытесняет несжимаемую рабочую жидкость из полости над поршнем в полость под поршнем через дроссельное отверстие (канал) верхнего клапана.

Типы рессорного подвешивания. На отечественных тепловозах применяют два основных типа рессорного подвешивания: индивидуальное и сбалансированное.

Индивидуальное рессорное подвешивание имеют бесчелюстные тележки тепловозов 2ТЭ10М(В), 2М62У, 2ТЭ116 и др. При таком типе подвешивания каждая колесная пара тепловоза имеет независимые (индивидуальные) комплекты цилиндрических пружин.

Сбалансированное рессорное подвешивание применено на тепловозах ТЭЗ, М62, 2ТЭ10Л, ТЭМ2, ТГМ6Д, ТГМ4В, ТГМ40 и др. Подвешивание каждой тележки образовано двумя самостоятельными сбалансированными комплектами упругих элементов. Каждый из комплектов расположен по одну сторону трехосной тележки и состоит (рис. 1.22): из трех балансиров 2, двух листовых рессор 4, четырех цилиндрических пружин 6 и 7, подвесок 1 и 3, валиков и втулок 10, предохранительных скоб 5, а также резиновых амортизаторов. На буксы каждой колесной пары нагрузка передается через два балансира, установленных с наружной и внутренней сторон боковин рамы тележки. На каждой стороне тележки рессорное подвешивание сбалансировано в одну точку, следовательно, двухтележечный тепловоз имеет 4 точки приложения результирующей силы веса тепловоза. Балансиры в системе рессорного подвешивания предназначены для выравнивания нагрузок между колесными парами при динамическом воздействии неровности пути на одну из них.

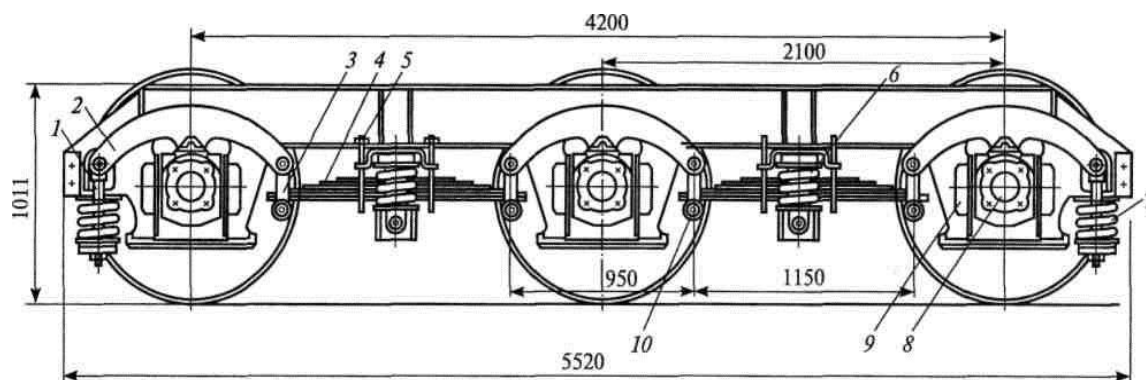


Рис. 1.22. Сбалансированное рессорное подвешивание тележки тепловоза 2ТЭ10Л:

- 1 – подвеска концевой пружины; 2 – балансир; 3 – подвеска рессоры;
 4 – рессора; 5 – предохранительная скоба; 6 – пружина;
 7 – концевая пружина; 8 – корпус буксы; 9 – наличники буксы;
 10 – валик и втулка шарнира

Ударно-сцепные устройства

Головная часть автосцепки (голова) переходит в удлиненный пустотелый хвостовик, в котором имеется отверстие 1 для размещения клина, соединяющего автосцепку с тяговым хомутом. Голова автосцепки имеет большой 10 и малый 9 зубья. В пространство между малым и большим зубьями, в так называемый зев автосцепки, выступают замок 5 и замкодержатель 2, взаимодействующие в сцепленном состоянии со смежной автосцепкой.

Большой зуб имеет три усиливающих ребра: верхнее, среднее и нижнее, плавно переходящие в хвостовик и соединенные между собой перемычкой. Голова автосцепки заканчивается сзади упором 8, предназначенным для передачи при неблагоприятном сочетании допусков жесткого

удара на хребтовую балку через концевую балку рамы вагона и ударную розетку.

Очертание в плане малого 7 (рис. 1.23) и большого 2 зубьев, а также выступающей в зев части замка 3 называется контуром зацепления автоцепки.

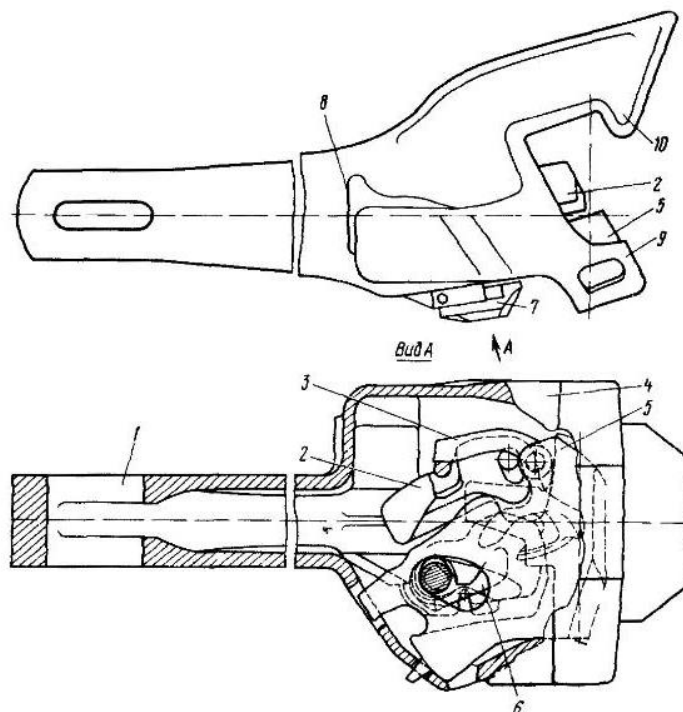


Рис. 1.23. Ударно-сцепное устройство

1.4.2 Колёсные пары

Наиболее ответственный узел в тележке подвижного состава – колёсная пара. От её надёжности зависит безопасность движения. Во время работы она жёстко воспринимает все удары от неровностей пути как в вертикальном, так и горизонтальном направлениях, и в свою очередь сама жёстко воздействует на путь. Кроме того, детали колёсной пары воспринимают вращающий момент от электрического и гидравлического приводов при реализации тягового усилия. Колёсные пары применяются с бандажными и цельнокатаными колёсами.

Колёсные пары направляют движение локомотива по рельсовой колеи и передают его вес на рельсы, опираясь на них, создают силу тяги при помощи тяговых электродвигателей локомотива, а также его тормозные силы. Колёсные пары вращаются в подшипниках букс. Для смягчения динамического воздействия тепловоза на путь и смягчения обратного действия (ударов от неровностей пути) в конструкции экипажной части применяются различные упругие элементы:

- пружины;
- листовые рессоры;

- пневматические рессоры;
- демпферы.

В совокупности эти элементы образуют рессорное подвешивание.

Характерными неисправностями колёсных пар являются: износ бандажей – прокат, выбоины и ползуны, подрез гребня; ослабление бандажа, колёсного центра, зубчатого колеса; трещины, вмятины, отколы зубьев зубчатого колеса; трещины, риски, забоины, вмятины на шейках оси и др. Перечень неисправностей, с которыми колёсные пары не допускаются в эксплуатацию, приведён в ПТЭ.

Каждая колёсная пара (рис. 1.24) должна удовлетворять требованиям, установленным нормами и правилами, и иметь на оси чётко поставленные знаки о времени и месте формирования и полного освидетельствования колёсных пар, а также клейма о приёмке её при формировании. Знаки и клейма ставятся в местах, предусмотренных нормами и правилами.

Колёсные пары подвергаются осмотру под локомотивом и вагоном, обыкновенному и полному освидетельствованиям, а также освидетельствованию с выпрессовкой оси. Для них установлено два вида ремонтов: без смены и со сменой элементов.

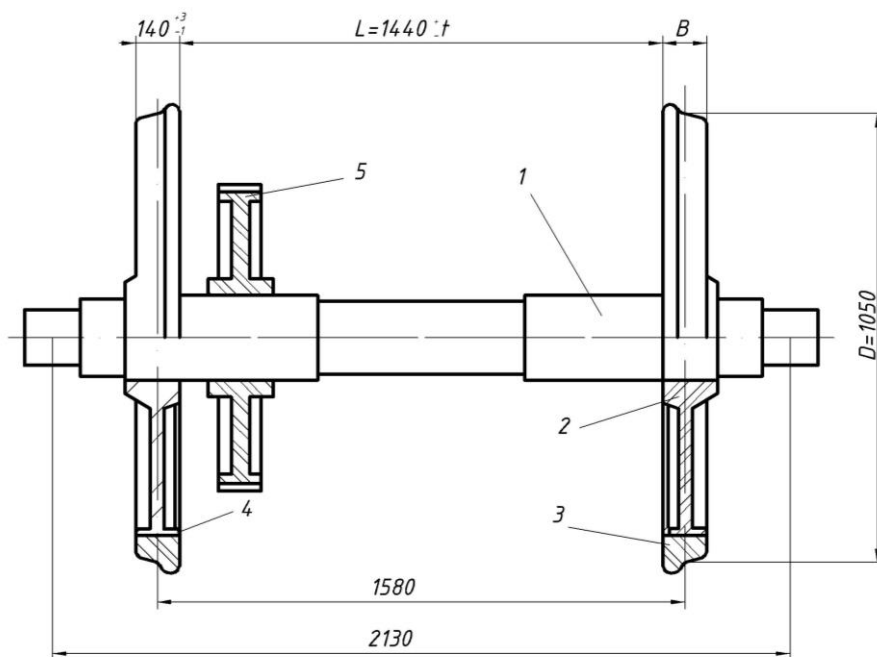


Рис. 1.24. Колёсная пара тепловоза:

- 1 – ось колёсной пары; 2 – колёсный центр; 3 – бандаж; 4 – кольцо;
5 – зубчатое колесо

На большинстве отечественных тепловозов с нагрузкой на рельс 225 кН (23 тс) применяются колёсные пары с диаметром 1050 мм.

На пассажирских тепловозах ТЭП70 и ТЭП75, колёса имеют диаметр 1200 мм. На грузовых тепловозах с нагрузкой от оси 245 кН (2ТЭ121) диаметр 1250 мм.

Библиографический список

- 1 **Кузьмич, В.Д.** Локомотивы. Общий курс: Учебник для вузов ж.-д. транспорта / В.Д. Кузьмич. – М. : ФГОУ «УМЦ по образованию на ж.-д. транспорте», 2011. – 582 с.
- 2 **Куприенко, О.Г.** Тепловозы. Назначение и устройство. Учебник для образовательных учреждений ж.д. транспорта / О.Г. Куприенко. – М. : Маршрут, 2006. – 280 с.
- 3 **Хушит, Л.И.** Общий курс железных дорог / Л.И. Хушит. – М. : Маршрут, 2005. – 256 с.
- 4 **Рудая, К.И.** Электрическое оборудование тепловозов / К.И. Рудая. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1981. – 476 с.
- 5 Правила технической эксплуатации железных дорог. – М: Транспорт, 2006.
- 6 **Володин, А.И.** Локомотивные двигатели внутреннего сгорания / А.И. Володин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1990. – 256 с.

2 ТЕОРИЯ ТЯГИ ПОЕЗДОВ

Введение

Железные дороги, являясь одной из важнейших составных частей материально-технической базы нашей экономики, во многом определяют эффективность работы всех отраслей хозяйства страны. Одной из важнейших задач, стоящих перед железнодорожным транспортом, является дальнейшее повышение провозной и пропускной способности железных дорог и несомненное выполнение плана перевозок важнейших народнохозяйственных грузов.

Дисциплина «Теория тяги поездов» является такой научной дисциплиной, которая помогает и позволяет решить ряд задач, стоящих перед железнодорожным транспортом. Теория локомотивной тяги рассматривает вопросы, касающиеся механики движения поезда, наиболее рационального использования мощности локомотива и безопасности движения поездов (в части, касающейся их торможения) или, иначе говоря, занимается вопросами экономики, эксплуатации, конструкции локомотивов, вагонов и железных дорог. Круг вопросов, изучаемых в курсе «Теория тяги поездов», можно представить следующей структурной схемой (рис. 2.1).



Рис. 2.1. Структурная схема круга вопросов, изучаемых в дисциплине «Теория тяги поездов»

Теория локомотивной тяги позволяет найти скрытые резервы повышения эффективности использования локомотивов на каждом участке при экономном расходовании энергоресурсов на тягу поездов.

2.1 Методологические основы теории локомотивной тяги и тяговых расчетов

Общие положения

Основной задачей теории локомотивной тяги является исследование и расчет движения поездов.

В теории тяги поездов решаются две фундаментальные задачи:

1 Найти массу состава, которую локомотив известной серии способен провести на участке заданного профиля пути при соблюдении нормативных параметров тяги и скорости движения.

2 Для поезда заданной массы найти управляемое движение на заданном тяговом участке, которое обеспечивало бы достижение поставленной цели при соблюдении нормативных и ограничительных условий.

Общим методологическим приемом исследования и решения задач теории тяги поездов является моделирование.

Моделирование процесса тяги и движения поезда производят в такой последовательности:

- 1) построение словесно-описательной модели;
- 2) построение на ее основе математической модели, определяющей закон движения;
- 3) исследование модели, ориентированное на достижение цели в пределах допускаемых состояний поезда;
- 4) натуральный эксперимент, определяющий соответствие модели оригиналу;
- 5) корректировка результатов исследования модели и принятие решения.

Исходные положения для формирования модели поезда:

- поезд имеет только одну степень свободы, а следовательно, для описания его поведения требуется лишь одно уравнение. На подвижной состав воздействует много сил, различных по природе образования, месту приложения и направлению действия. Из всего многообразия сил, действующих на поезд, нас интересуют только те силы, которые влияют на управляемое движение поезда;

- для описания поведения поезда, имеющего одну степень свободы, необходимо и достаточно знать только те силы, которые совпадают с направлением движения или противоположны ему. Автосцепки, очевидно, можно считать такими внутренними связями, наложение которых удерживает локомотив и вагоны поезда на постоянном расстоянии друг от друга и заставляет проходить один и тот же путь с одинаковой скоростью.

Из механики известно, что такое движение является признаком поступательного движения неизменяемой системы. Из этого следуют еще три положения:

- так как поступательное движение неизменяемой системы полностью определяется движением центра ее масс, то движение поезда можно описать как движение материальной точки, в которой сосредоточена вся масса поезда. Положение центра масс принято в середине длины поезда;

- так как сумма работ внутренних сил неизменяемой системы равна нулю, то для описания движения поезда достаточно учитывать только внешние силы. При этом надо учитывать только те внешние силы, которые совпадают с направлением движения поезда по рельсам или противоположны ему;

- модель поезда представляет собой материальную точку, в которой приложены внешние силы, совпадающие по направлению с продольной осью поезда. В этом случае для расчета движения может быть использован известный в механике принцип суперпозиции, сущность которого состоит в том, что результирующее движение системы равно сумме движений, возникающих под действием каждой силы в отдельности.

Для удобства расчетов в механике принято приводить силы к определенному месту. В теории тяги поездов все силы, действующие на управляемое движение, считают приложенными к ободам колес локомотива и вагонов состава.

К внешним силам, изучаемым в курсе теории локомотивной тяги, относятся касательная сила тяги локомотива (F_K), силы сопротивления движению поезда (W_K) и тормозная сила поезда (B_T).

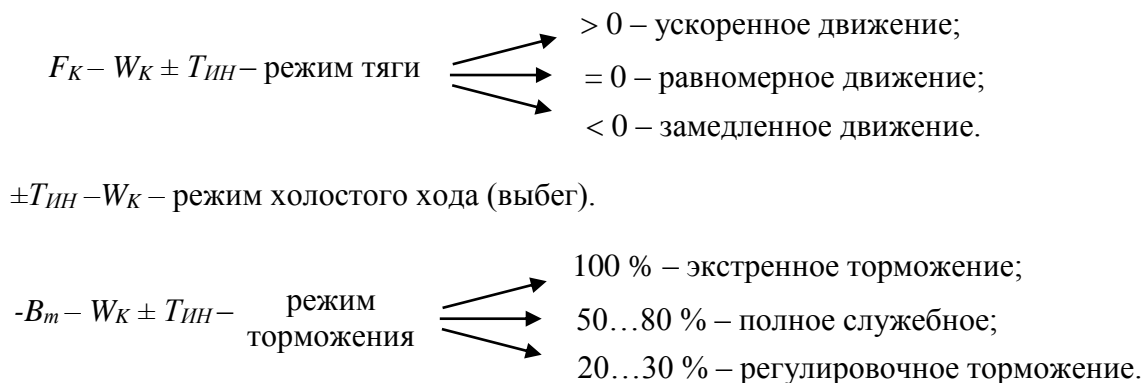
Силой тяги локомотива называется внешняя управляемая сила, создаваемая первичным двигателем локомотива при взаимодействии его колес с рельсами и направленная в сторону движения.

Силами сопротивления движению называются возникающие в процессе движения внешние неуправляемые силы, направленные в сторону, противоположную движению.

Тормозными силами называются искусственно вызываемые машинистом внешние управляемые силы, направленные в сторону, противоположную движению, и предназначенные для уменьшения скорости движения поезда или полной его остановки.

При неравномерном движении поезда действуют также силы инерции $T_{ин} = m \frac{d\omega}{dt} + m_{ep} \frac{d\omega}{dt}$ поступательно движущихся масс m и вращающихся масс m_{ep} , на преодоление которых затрачивается работа силы тяги или тормозной силы.

Вышеуказанные силы могут действовать на поезд в различных сочетаниях, определяя тем самым режим движения поезда.



2.2 Построение математической модели тяги и движения поезда

Построение математической модели представляет собой вывод дифференциального уравнения движения поезда с учетом словесно-описательной модели. Для этого используем теорему об изменении кинетической энергии механической системы.

Изменение кинетической энергии системы при некотором ее перемещении равно сумме работ внешних и внутренних сил на этом перемещении. Согласно положению 2 работа внутренних сил равна нулю.

В результате математических преобразований уравнение движения поезда имеет вид:

$$\frac{dV}{dt} = \xi(f_k - w_k - b_T).$$

Таким образом, уравнение движения поезда представляет собой математическую зависимость между ускорением или замедлением движения поезда и удельной равнодействующей всех сил, действующих на поезд.

Физический смысл коэффициента пропорциональности ξ становится ясным из его размерности $\text{м/с}^2 / \text{Н/т}$, то есть коэффициент ξ есть ускорение или замедление поезда в м/с^2 под действием удельного равнодействующего усилия в 1 Н/т .

Интегрированием уравнения движения поезда определяем пройденный путь, истекшее время и скорость движения поезда, численные значения которых используют для решения практических задач. Для интегрирования этого уравнения необходимо знать факторы, определяющие состояние и поведение поезда в условиях эксплуатации. С этой целью необходимо изучить зависимости сил, определяющих движение, $-F_K, W_K, B_T$.

2.3 Сила тяги локомотива. Механизм образования силы тяги и поступательного движения локомотива

Сила тяги локомотива и скорость движения поездов – важнейшие параметры работы железных дорог. Нормы массы поездов и скорость их движения определяются по нормативно-расчетным значениям касательной силы тяги (F_{KP}), расчетной скорости (V_P) и тяговыми характеристикам ($F_K = f(V)$) локомотива, которые получены опытным путем.

Рассмотрим механизм возникновения сил F_{II} и F_K в последовательном порядке преобразования вращающегося момента ТЭД по схеме: ТЭД – зубчатая передача привода – движущаяся колесная пара локомотива – рама локомотива – автосцепка локомотива – автосцепка первого за локомотивом вагона.

Дано: постоянное значение вертикальной нагрузки от колесной пары на рельсы P_0 , передаточное отношение зубчатой передачи μ , вращающий момент на валу ТЭД M_D , частота вращения якоря и шестерни n_D, n_3 , радиусы шестерни r_1 и зубчатого колеса r_2 , радиус движущего колеса R_K (рис. 2.2).

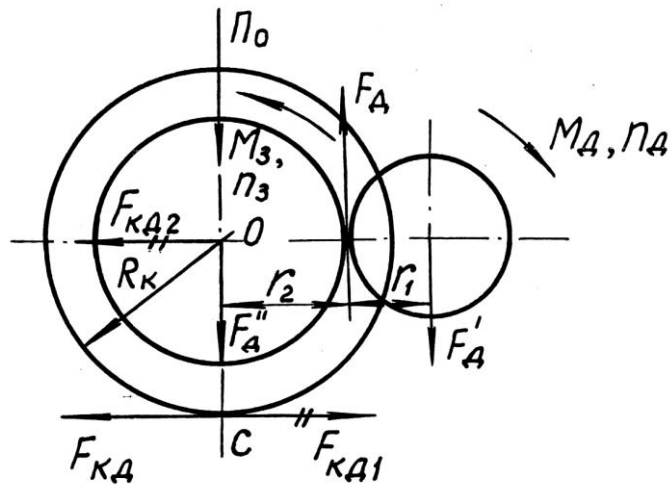


Рис. 2.2. Механизм образования касательной силы тяги

Отсюда имеем касательную силу тяги, создаваемую одним двигателем:

$$F_{кд} = \frac{M_{к}}{R_{к}},$$

$$M_{к} = \mu \cdot M_{д} \cdot \eta_{з.п.},$$

$$F_{кд} = \frac{\mu \cdot M_{д}}{R_{к}} \cdot \eta_{з.п.},$$

где μ – передаточное отношение редуктора: $\mu = \frac{r_1}{r_2} = \frac{n_{д}}{n_{к}}$;

$\eta_{з.п.}$ – КПД, учитывающий потери мощности ТЭД в зубчатой передаче и моторно-осевом подшипнике (МОП).

Касательная сила тяги всего локомотива $F_{к}$ будет равна сумме сил, $F_{кд}$ всех движущих колес локомотива, то есть:

$$F_{к} = \sum F_{кд}.$$

Качение колес приводит к поступательному движению локомотива со скоростью:

$$V = \frac{\pi \cdot D_{к} \cdot n_{к} \cdot 60}{1000} = 0,188 \frac{D_{к} \cdot n_{д}}{\mu}, \text{ м/с,}$$

где $D_{к}$ – диаметр колеса, м;

$n_{к}$ – частота вращения колесной пары, об/мин.

Измеряемая динамометром динамометрического вагона сила $F_{дин.}$ меньше касательной силы тяги локомотива на величину сил сопротивления движению локомотива $W_{лок.}$

2.4 Устойчивость движения и основной закон локомотивной тяги

2.4.1 Основной закон локомотивной тяги

При рассмотрении механизма образования силы тяги предполагалось, что сила тяги, создаваемая двигателем на ободе колеса, не превосходит силу сцепления колеса с рельсом. Однако сила сцепления имеет свои пределы, и если сила, создаваемая двигателем, превысит силу сцепления, то возникает боксование – процесс возмущенного движения, при котором качение колеса сопровождается избыточным скольжением движущих колес локомотива в зоне опоры их на рельсы.

В процессе боксования может произойти разрыв проволочных бандажей, ТЭД, повреждение зубчатой передачи, образование кругового огня на коллекторе и другие опасные явления. При большом сопротивлении движению поезда от подъема возникает опасность остановки поезда на перегоне. Толчок силы тяги в момент прекращения боксования может вызвать повреждение автосцепок, рам вагонов и даже разрыв поезда. В процессе боксования происходит интенсивный износ рельсов и колес.

Чтобы не допустить опасных явлений, сопутствующих боксованию, установлены технические условия устойчивого движения, которое описывается неравенством:

$$F_{K \max} \leq 1000 P_{cy} \cdot \psi_0,$$

где ψ_0 – предельно возможный или потенциальный коэффициент сцепления колес с рельсами;

ψ_0 представляет собой отношение наибольшей (на пределе сцепления) силы тяги $F_{K \max}$ к сцепной массе локомотива P_{cy} .

Вышеуказанное неравенство представляет собой **основной закон локомотивной тяги** – для обеспечения устойчивости движения и надежности тяги поездов окружные усилия на ободах движущих колес локомотива, создаваемые ТЭД, не должны превосходить силу сцепления колес с рельсами.

2.4.2 Физическая природа сцепления колес с рельсами

При изучении образования механизма силы тяги условно допускалось отсутствие упругих свойств и деформации металла в зоне контакта колес с рельсами, межмолекулярных взаимодействий, скольжения колес при качении, влияния инородных веществ на поверхности рельсов и колес. В действительности все эти факторы имеют место и существенно влияют на силу сцепления. В настоящее время общее признание получила теория молекулярно-механического взаимодействия контактирующих поверхностей на основе учения о физике твердого тела.

Механическое взаимодействие проявляется в процессе деформации и трения контактирующих поверхностей колес и рельсов, что тесно связа-

но с упруго-вязкими свойствами материала и микрогеометрией шероховатых поверхностей.

Молекулярная составляющая сцепления проявляется в виде явлений микросхватывания между колесами и рельсами, которое возникает в результате взаимодействия неуравновешенных молекул и атомов на поверхности сжатия твердых тел.

На стабильность сцепления большое внимание оказывает наличие на поверхности рельсов и колес влаги, пыли, грязи, масла и других веществ.

Величина коэффициента сцепления, а следовательно, и сила сцепления колес локомотива с рельсами зависят от целого ряда факторов, связанных с состоянием локомотива и пути.

1 Увеличение статической нагрузки колесных пар является перспективным способом повышения силы тяги по сцеплению, однако следует иметь в виду, что коэффициент сцепления хотя и возрастает, но не пропорционально росту нагрузки и при этом повышаются расходы по содержанию пути.

2 Увеличение диаметра колес тепловозов с 1050 до 1250 мм может повысить силу сцепления \approx на 10 % за счет увеличения площади контактной площадки.

3 Прокат бандажей уменьшает площадь контакта, что снижает коэффициент сцепления. При прокате бандажей 7 мм коэффициент сцепления снижается до 15 % (исследования ВНИИЖТа).

4 На величину коэффициента сцепления влияет изменение нормальной нагрузки на колеса из-за перераспределения нагрузок по осям, колебаний обрессоренной массы вследствие неровности пути, изменения составляющей силы тяжести локомотива на подъемах различной крутизны.

5 На величину коэффициента сцепления также влияет схема расположения ТЭД относительно колесных пар, схема соединения ТЭД, разница в диаметрах бандажей колесных пар под одним локомотивом (до 12 мм), характеристики КМБ, состояние рельсов, погодные условия и другие факторы.

Для обеспечения устойчивого движения поезда необходимо определить F_K по сцеплению, но не по величине потенциального коэффициента сцепления ψ_0 , а по величине расчетного коэффициента сцепления ψ_K :

$$\psi_K = \frac{F_{Kc}}{1000 \cdot P_{c}}.$$

Найдя достаточное количество значений ψ_K и обработав результаты опытов методами математической статистики, получают эмпирические формулы для определения расчетного значения ψ_K для локомотивов различных типов.

Структурные формулы для определения ψ_K имеют вид:

$$\psi_K = a + \frac{b}{cv + d} - ev,$$

где a, b, c, d, e – эмпирические коэффициенты, учитывающие влияние различных факторов.

Таким образом, для обеспечения устойчивого движения и надежности тяги поездов в реальных условиях должно соблюдаться условие:

$$F_{Kcy} \leq 1000 P_{cy} \cdot \psi_K, \text{ Н.}$$

2.5 Тяговые характеристики локомотивов

Тяговой характеристикой локомотива называют графическую зависимость касательной силы тяги от установившейся скорости движения при различных режимах работы энергосиловой установки в пределах ограничений по надежности, устойчивости и безопасности движения.

Существуют несколько разновидностей тяговых характеристик (рис. 2.3). К тяговым характеристикам локомотива предъявляются определенные требования. Сила тяги, реализуемая локомотивом, должна обеспечивать возможность движения поезда по любому элементу профиля пути, встречающемуся на заданном участке, с соответствующей скоростью. Наибольшая сила тяги требуется от локомотива при трогании с места и разгоне поезда, а также при движении поезда по наиболее крутым подъемам. При движении по спускам потребная сила тяги меньше. Таким образом, при движении поезда по участкам с переменным профилем пути малым скоростям движения должна соответствовать большая сила тяги, а большим скоростям движения – меньшая сила тяги.

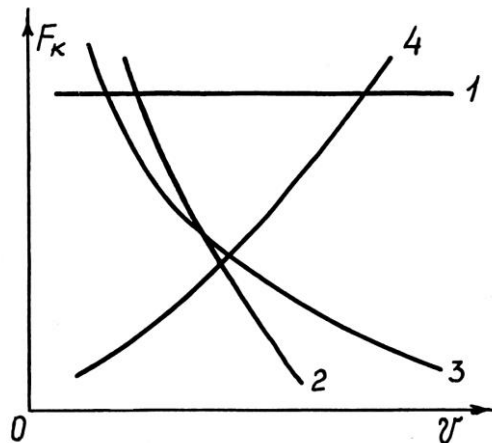


Рис. 2.3. Разновидности тяговых характеристик:

1, 4 – неустойчивые характеристики; 2 – жесткая характеристика;
3 – мягкая или гибкая характеристика

С другой стороны, для обеспечения экономичной работы локомотива необходимо поддержание постоянной мощности во всем диапазоне скоростей:

$$N_K = \frac{F_K \cdot V \cdot 1000}{3600} = \frac{F_K \cdot V}{3,6}, \text{ кВт},$$

где F_K – касательная сила тяги, Н;

V – скорость движения, км/ч.

N_K будет постоянной величиной при условии, что $F_K \cdot V = \text{const}$. Этим требованиям удовлетворяет зависимость $F_K = f(V)$, изменяющаяся по закону гиперболы. Тяговая характеристика в виде гиперболы автоматически поддерживает данный режим работы локомотива.

Однако гиперболическая характеристика имеет и некоторые недостатки. Так, при такой характеристике неизбежны малые скорости при движении по трудным элементам профиля пути и быстрое падение силы тяги при повышении скорости. Это обстоятельство снижает среднюю скорость движения поезда по участку. Для локомотивов, получающих энергию извне (ЭПС), возможно получить характеристику более рациональную. Для тепловозов и паровозов тяговые характеристики по сцеплению невозможны, так как мы ограничены мощностью первичного двигателя (рис. 2.4).

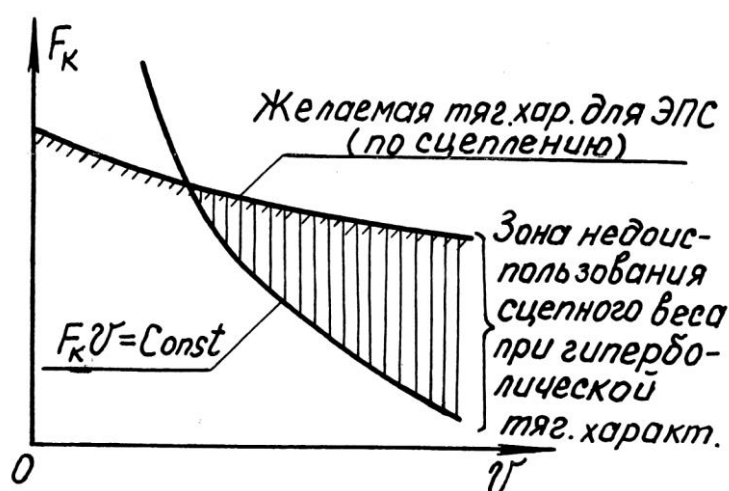


Рис. 2.4. Гиперболическая (идеальная) тяговая характеристика тепловоза и желаемая (по сцеплению) тяговая характеристика для ЭПС

Тяговые характеристики локомотивов имеют ряд ограничений по ресурсам и надежности работы:

– у тепловозов – по дизелю, тяговой передаче, по сцеплению и конструкционной скорости;

– у ЭПС – по тяговым двигателям, сцеплению и конструкционной скорости.

Имеют место и другие ограничения силы тяги локомотива в эксплуатации: по нагреванию электрических машин, по коммутационным характеристикам ТЭД, по прочности автосцепок и другие.

2.6 Способы регулирования скорости и силы тяги локомотива

Регулирование скорости движения и касательной силы тяги локомотива практически осуществляется двумя способами, что следует из выражения:

$$V = \frac{U_{\delta} - I_{я} \cdot \sum r_{я}}{C_1 \cdot \Phi},$$

где V – скорость движения локомотива, км/ч;

U_{δ} – напряжение на коллекторе ТЭД;

$I_{я}$ – ток в обмотке якоря ТЭД;

$\sum r_{я}$ – суммарное внутреннее сопротивление обмоток якоря;

Φ – величина основного магнитного потока ТЭД;

C_1 – величина, характеризующая конструктивные особенности электрической машины.

1 способ – за счет изменения U_{δ} , что достигается либо переключением схемы соединения ТЭД (ЭПС постоянного тока), либо изменением позиций рукоятки контроллера машиниста. У тепловоза при этом изменяется n_{δ} и, как следствие, напряжение на генераторе U_G . У ЭПС переменного тока для регулирования U_{δ} изменяется снимаемое со вторичной обмотки тягового трансформатора напряжение, подаваемое на ТЭД.

2 способ – за счет изменения величины магнитного потока, что достигается включением параллельно обмоткам возбуждения ТЭД шунтирующих сопротивлений. Число ступеней ослабления магнитного потока может быть от двух до четырех. Причем на тепловозах эти переключения осуществляются автоматически с помощью реле перехода.

2.7 Силы сопротивления движению поезда

Сопротивлением движению поезда называют результирующую неуправляемых сил, возникающих в результате движения и действующих в сторону, противоположную ему. Результирующую силу сопротивления, как и все ее составляющие, так же, как и силу тяги, приводят к ободу колесных пар локомотива и вагонов. По режимам и условиям движения различают сопротивления при трогании с места, основное сопротивление и дополнительные сопротивления движению.

Сопротивлением при трогании с места называют сопротивление поезда, возникающее в процессе перехода поезда из состояния покоя в состояние движения, начиная с локомотива и заканчивая последним вагоном.

Основным сопротивлением называют совокупность сил, возникающих в результате движения подвижного состава по прямому горизонтальному участку пути и направленных в сторону, противоположную движению. В зависимости от режима работы локомотива различают сопротивление движению локомотива в режиме тяги и в режиме холостого хода.

Дополнительными сопротивлениями движению называют временно действующие силы, обусловленные определенными условиями движения: уклоном, кривизной пути, подвагонным оборудованием пассажирских вагонов, ветром, низкой температурой.

Как основное, так и дополнительные сопротивления движению включают в себя много составляющих (рис. 2.5).

В общем случае полное сопротивление движению поезда выражается следующим образом:

$$W_K = w_{mp} \cdot (P + Q) + w'_0 \cdot P + w''_0 \cdot Q + w_i \cdot (P + Q) + w_r \cdot (P + Q), \text{ Н.}$$

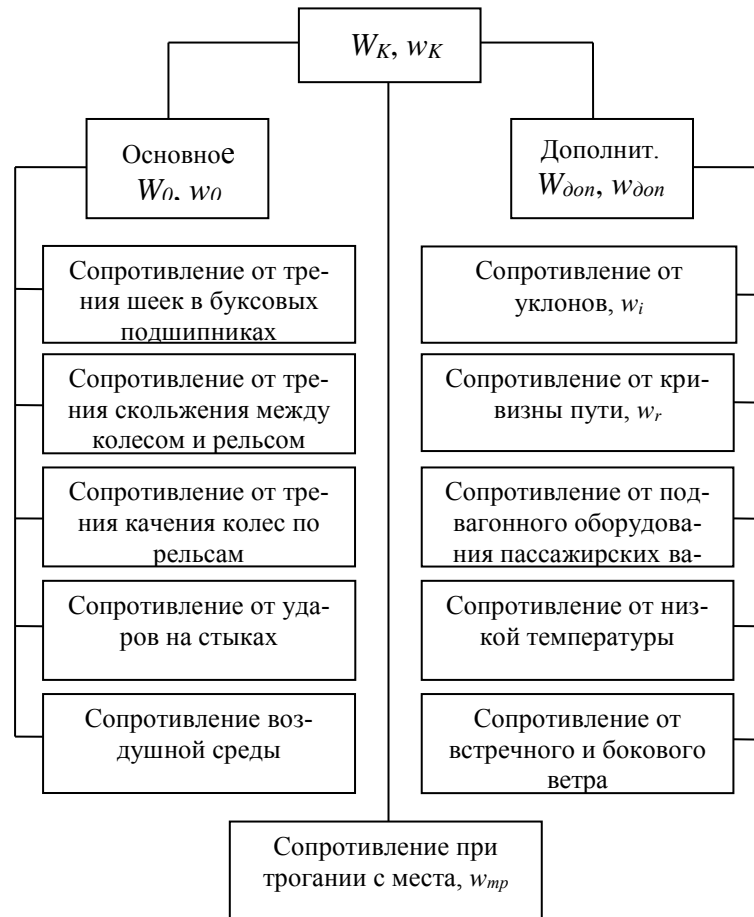


Рис. 2.5. Схема составляющих полное и удельное сопротивления движению

2.7.1 Основное сопротивление движению

Сопротивление трения шеек осей в буксовых подшипниках

Для того чтобы скорость движения под действием силы трения в буксовых узлах не уменьшалась, необходимо приложить некоторую силу, равную силе сопротивления в подшипниках и направленную в сторону движения F'_K (рис. 2.6):

$$F'_K = W_{nod} = 1000 \cdot P \cdot \varphi \cdot \frac{d_w}{D_K}, \text{ Н.}$$

Соппротивление от трения в шейках прямо пропорционально коэффициенту трения, вертикальной нагрузке, диаметру шейки и обратно пропорционально диаметру колеса.

В условиях эксплуатации наибольшим изменениям подвержен коэффициент трения φ , зависящий от целого ряда факторов (количества и качества смазки, удельных давлений, скорости, температуры и т. д.).

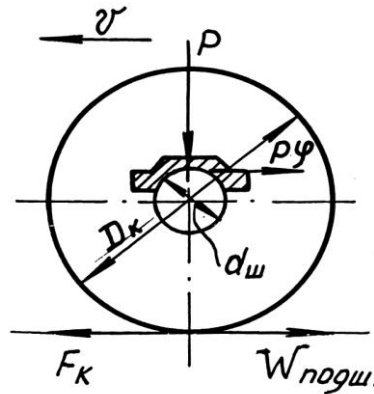


Рис. 2.6. Соппротивление трения шеек осей в буксовых подшипниках

У вагонов с подшипниками качения удельное сопротивление $w_{подш}^{кач}$ в 3...5 раз меньше, чем при подшипниках скольжения ($w_{подш}^{ск} \approx 0,5...1,0$ Н/кН). Около 25 % мощности локомотива затрачивается на преодоление $W_{подш}$.

Соппротивление трения качения колес по рельсам

Сила трения качения колес по рельсам возникает вследствие деформации колеса и рельса и просадки пути. На рис. 2.7, а показано колесо в состоянии покоя. Под действием нагрузки от колеса на рельс P деформируются и колесо, и рельс, и они контактируют по эллипсовидной площадке с длинной осью А–Б. На действие силы P со стороны рельса возникают симметричные относительно вертикальной оси силы реакции. Равнодействующая этих сил R направлена вертикально и уравнивает силу P . При вращении колеса под действием вертикальной силы P колесо вдавливается в рельс, а под действием силы F , передаваемой через буксу от локомотива, оно перекатывается и перемещает впереди себя упругую волну деформированного металла рельса. За счет этого возникает несимметричное распределение нагрузки в зоне деформации колеса и рельса и смещение точки приложения равнодействующей реакции N на величину δ (рис. 2.7, б) от вертикали (плечо трения качения). Перенесем реакцию N в центр колеса O и разложим ее на две составляющие. Получим $W_{трен кач}$ и P_0 . Сила P_0 уравнивает силу P , а $W_{трен кач}$, направленная против движения, создает силу трения качения колеса по рельсу:

$$W_{тр.к} = \frac{2 \cdot 1000 P \cdot \delta}{D_k}, \text{ Н.}$$

Удельное значение $W_{тр.к}$ составляет $w_{тр.к} \approx 0,3 \dots 0,4$ Н/кН и считается независимым от скорости.

Снижение $W_{тр.к}$ достигается за счет повышения твердости ободов колес и рельсов, увеличения массы рельсов и числа шпал на 1 км пути, укладки щебеночного балласта и железобетонных шпал.

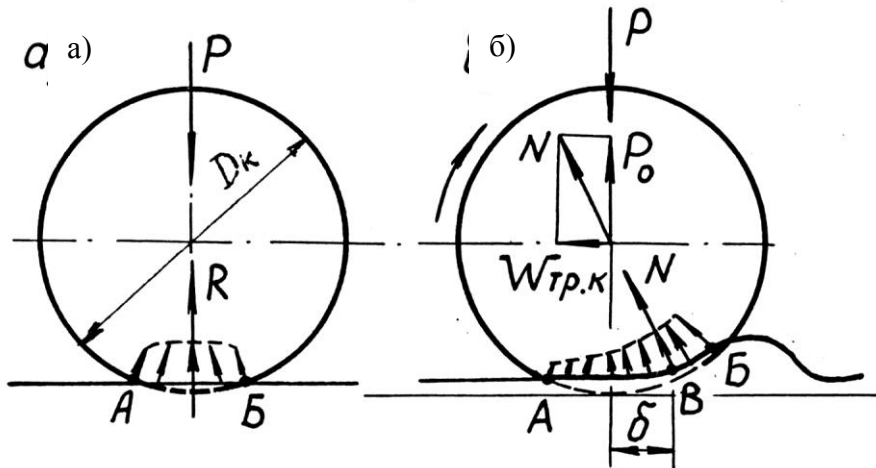


Рис. 2.7. Составляющая основного сопротивления движению от качения колеса по рельсу

Сопротивление от трения скольжения колес по рельсам

Одновременно с качением колеса по рельсу происходит частичное проскальзывание его относительно рельса. Это проскальзывание является следствием:

- конусности профиля катания колеса;
- извилистости движения вагонов из-за зазора между гребнями колес и головки рельсов;
- неправильной установки колесных пар вследствие неточности сборки;
- неравенства диаметров колес по кругу катания одной колесной пары.

На преодоление сопротивления от этого трения затрачивается часть силы тяги локомотива:

$$w_{тр.с} = F_K'' = 0,0001 \cdot P, \text{ кН} = 0,1 \cdot P, \text{ Н.}$$

В целом величина сопротивления от трения скольжения колес по рельсам составляет $w_{тр.с} \approx 0,35$ Н/кН.

Сопротивление от ударов на неровностях пути

Движение подвижного состава по рельсам сопровождается ударами на стыках, вследствие неровностей пути в профиле и плане, наличия выбоин и ползунов на колесах и др. Удары от неровностей пути и других причин вызывают силы, действующие против направления движения поезда (рис. 2.8). Для восстановления потерянной при ударе скорости требуется затрата некоторой работы. Потеря кинетической энергии поезда от ударов на стыках приблизительно может быть выражена формулой вида:

$$\Delta T = \frac{2P}{l} (av + bv^2),$$

где $2P$ – нагрузка на ось, кН;

l – длина рельса, м;

v – скорость в момент удара, км/ч;

a, b – коэффициенты, зависящие от величины зазора в стыках, жесткости верхнего строения пути и от упругих свойств рессорного подвешивания.

Набольший эффект для уменьшения этого вида сопротивления дает применение бесстыкового пути.

В среднем удельное сопротивление движению поезда от ударов на неровностях пути составляет 0,05...0,5 Н/кН, или от 3 до 17 % от основного сопротивления движению.

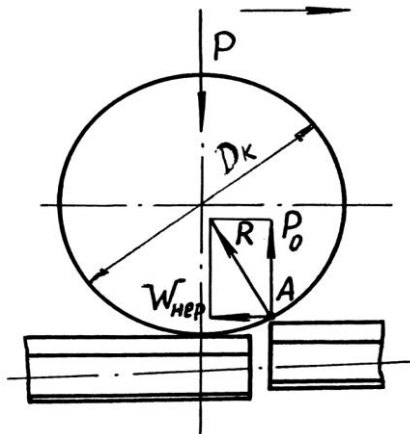


Рис. 2.8. Составляющая основного сопротивления движению от ударов колес на стыках рельсов

Силы сопротивления воздушной среды

При движении поезда перед ним образуется зона сжатого состояния воздуха, которое оказывает встречное давление на лобовую стенку локомотива, и крыши подвижного состава соприкасаются со струями скользящего по ним воздуха, увлекают часть его за собой, создавая поток воздуха и трение части воздуха о стенки подвижного состава и между собой. В межвагонном и подвагонном пространстве и у выступающих частей создаются завихрения. За последним вагоном создается разрежение воздуха.

Все эти явления вызывают внешние силы, действующие на поезд, направленные против движения и называемые силами сопротивления воздушной среды $W_{возд}$. Сила сопротивления воздушной среды может быть представлена следующей зависимостью:

$$W_{возд} = c \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \cdot S, \text{ Н},$$

где c – коэффициент, учитывающий форму тела (рис. 2.9);

ρ – плотность воздуха, $\rho = \gamma \cdot g = 9,81 \cdot \gamma$, Н/м³·м/с²;

V – скорость движения, м/с;

S – площадь поперечного сечения тела, м².

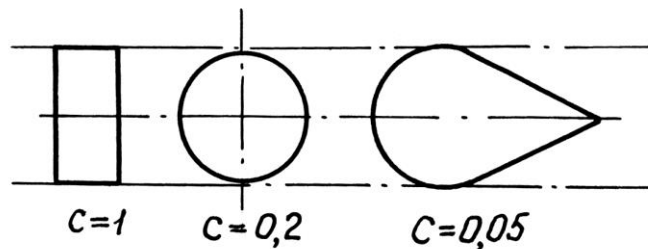


Рис. 2.9. Значение коэффициента c , учитывающего форму тела

Величина воздушного сопротивления изменяется по отношению к основному сопротивлению от 4 % при $V = 20$ км/ч до 45 % при $V = 100$ км/ч у грузовых поездов и до 70 % при $V = 180$ км/ч у пассажирских поездов.

Изложенные выше данные о природе сил, составляющих основное сопротивление движению, показывают, что это сопротивление зависит от многих факторов (конструкции подвижного состава, количества и качества смазки в узлах трения, типов рельсов, жесткости пути, погодных условий), находящихся в сложной и часто взаимной зависимости.

На практике обычно пользуются для подсчета сопротивления эмпирическими формулами. Эти формулы дают средние суммарные величины сопротивления в зависимости от трех основных факторов:

- скорости движения;
- веса вагона брутто;
- конструкции подвижного состава.

Для современного подвижного состава применяют следующие виды эмпирических формул при расчете основного сопротивления:

- для локомотивов:

$$w_0 = a_1 + \epsilon_1 \cdot V + c_1 \cdot V^2;$$

- для вагонов:

$$w_0 = a_2 + \frac{\epsilon_2 + c_2 \cdot V + d \cdot V^2}{q_0},$$

где V – скорость движения, км/ч;

q_0 – нагрузка от оси на рельсы, кН/ось;

a, b, c, d – коэффициенты, полученные опытным путем и отражающие влияние остальных факторов.

При этом значения коэффициентов соответствуют средним условиям.

2.7.2 Дополнительные сопротивления движению

Дополнительное сопротивление от уклона

Крутизна уклона элемента профиля пути измеряется отношением разности высот начальной и конечной точек этого элемента над уровнем моря h_A и h_B к расстоянию между ними l (рис. 2.10). Путьцы умножают эту величину на 1000, обозначают буквой i и выражают в ‰ (промилле):

$$i = 1000 \cdot \frac{h}{l}.$$

На рис. 2.10 представлен условно поезд, вес которого q кН ($P+Q$) сосредоточен в центре тяжести. Разложим вес поезда на две составляющие, перпендикулярную и параллельную ВСП. Составляющая, параллельная ВСП, и будет сопротивлением движению от уклона W_i в Н. Из подобия треугольников $\triangle ABC$ и $\triangle abc$ имеем:

$$\frac{bc}{ca} = \frac{BC}{BA} \text{ или } \frac{W_i}{q} = \frac{h}{l} \rightarrow W_i = q \cdot \frac{h}{l},$$

поскольку полные значения сил в теории тяги поездов принято измерять в Н, умножим правую часть выражения на 1000. Тогда:

$$W_i = 1000q \cdot \frac{h}{l} \rightarrow W_i = q \cdot i \rightarrow \frac{W_i}{q} = i \rightarrow w_i = i,$$

то есть удельное дополнительное сопротивление от уклона Н/кН численно равно величине уклона в ‰. На подъемах i берется со знаком плюс, на спусках со знаком минус.

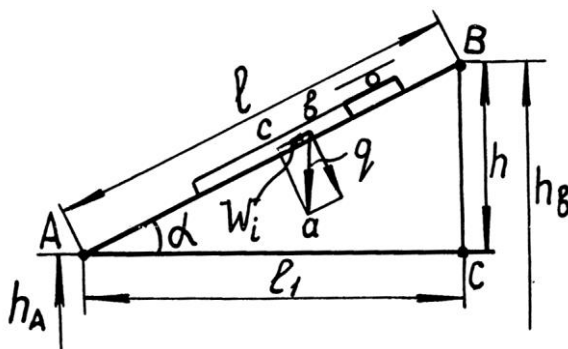


Рис. 2.10. Сопротивление движению от подъема

Дополнительное сопротивление от кривизны пути

При движении поезда в кривых участках пути на него дополнительно действует центробежная сила. При этом колеса гребнями набегают на наружный рельс и прижимаются к нему. Сила реакции наружного рельса вынуждает поезд двигаться криволинейно. Между гребнями колес и боковой поверхностью головки наружного рельса возникает трение. Силы трения, отнесенные к ободам колес, и создают силы дополнительного сопротивления движению от кривизны пути.

Силы дополнительного сопротивления от кривизны пути зависят от R кривой, V движения, вида подвижного состава, возвышения наружного рельса относительно внутреннего, боковых зазоров между гребнями и головками рельсов, состояния пути, степени износа колесных пар и их разбегов. Из-за большого числа факторов, определяющих дополнительное удельное сопротивление от кривизны пути, последнее определяется по эмпирическим формулам, полученным опытным путем, в зависимости только от радиуса R :

$$w_r = \frac{700}{R}, \text{ Н/кН, или } w_r = 12,2 \frac{\alpha}{S_{кр}}.$$

Если длина кривой $S_{кр}$ окажется меньше длины поезда l_n , то дополнительное сопротивление будет испытывать не весь поезд, а только часть его, находящаяся в кривой. Тогда:

$$w_r = \frac{700}{R} \cdot \frac{S_{кр}}{l_{п}}, \text{ Н/кН, или } w_r = 12,2 \frac{\alpha}{l_{п}}.$$

Дополнительное сопротивление от приведенного уклона – это совокупность сопротивлений от уклона и кривой при их совпадении:

$$i_K = \pm i + w_r, \text{ Н/кН.}$$

Дополнительное сопротивление от встречного и бокового ветра

Боковой ветер вызывает сдвиг подвижного состава в поперечном направлении, при этом возникает трение между гребнями колес и головками рельсов, а также проскальзывание колес относительно рельсов за счет качения колес разными диаметрами. При встречном ветре возрастает лобовое сопротивление движению. $W_{всм}$ определяют в процентах от основного удельного сопротивления в зависимости от скорости ветра и скорости поезда по таблицам в ПТР:

$$w_{вет} = w_0 (K_{в} - 1), \text{ Н/кН.}$$

Дополнительное сопротивление от ветра учитывают, начиная со скорости ветра 6,0 м/с.

Дополнительное сопротивление от низких температур

Низкой считается температура ниже -25 °С. При низкой температуре возрастает вязкость смазки, а следовательно, коэффициент трения в буксовых и моторно-осевых подшипниках и передаче подвижного состава, что приводит к увеличению сопротивления движению. Возрастает также со-

противление воздушной среды вследствие повышения плотности воздуха при пониженных температурах. Дополнительное удельное сопротивление движению при низких температурах в Н/кН:

$$w_{H.T.} = w_0 \cdot (K_{H.T.} - 1), \text{ Н/кН.}$$

Дополнительное сопротивление при трогание с места

В момент остановки поезда прекращается гидродинамическое давление в масляном клине между подшипником и шейкой оси. Масло за счет статистической нагрузки на буксовые подшипники выдавливается, и после стоянки 20...30 минут наблюдается полусухое трение в начале последующего движения. Если продолжительность стоянки превышает 20 минут, то сопротивление троганию ставят в зависимость только от нагрузки на ось q_0 и типа подшипников:

$$w_{mp}^{ск} = \frac{142}{q_0 + 7}, \text{ Н/кН,}$$

$$w_{mp}^{кач} = \frac{28}{q_0 + 7}, \text{ Н/кН.}$$

В среднем для состава:

$$w_{mp} = \alpha(\alpha_4^{ск} \cdot w_{mp4}^{ск} + \alpha_4^{кач} \cdot w_{mp4}^{кач}) + \beta \cdot w_{mp6} + \gamma \cdot w_{mp8}.$$

Благодаря осаживанию поезда, трогание его облегчается, так как вагоны трогаются неодновременно, используется потенциальная энергия сжатых фрикционных аппаратов и кинетическая энергия вагонов, пришедших в движение.

2.7.3 Мероприятия по снижению сопротивления движению

Мероприятия по снижению сопротивления движению подразделяются на *организационно-технические* и *реконструктивные*.

К первой группе мероприятий относятся: содержание буксовых узлов в исправном техническом состоянии; устранение проката, ползунов, подреза гребней колесных пар; подбор комплекта колесных пар с небольшой разницей в диаметрах колесных пар; улучшение технического состояния ВСП; рациональная расстановка путевых сигналов; закрытие люков и дверей грузовых порожних вагонов; сокращение времени простоя подвижного состава.

Ко второй группе мероприятий относятся: замена звеньевого пути на бесстыковой; укладка тяжелых типов рельсов, железобетонных шпал и щебеночного балласта; перевод подвижного состава на подшипники качения; придание подвижному составу, и в первую очередь локомотивам обтекаемой формы; повышение нагрузок от колесных пар вагонов на рельсы.

2.8 Тормозные силы

В зависимости от принципа создания тормозных сил различают механическое и электрическое торможение. Более распространенным является механическое торможение. На железных дорогах России применяют следующие виды тормозов:

- 1 – автоматические пневматические тормоза;
- 2 – автоматические электропневматические тормоза;
- 3 – дисковые тормоза;
- 4 – вагонные замедлители (на сортировочных горках);
- 5 – электродинамические тормоза (на ЭПС для регулировочного торможения):

а) реостатное торможение;

б) рекуперативное торможение;

б – электромагнитные рельсовые тормоза (вспомогательный тормоз).

Различают следующие виды торможения: экстренное, полное служебное, остановочное (для остановки поезда, предусмотренной графиком движения поездов), регулировочное.

Повышенные требования к тормозам тяжеловесных, длинносоставных поездов, а также рекомендации по управлению тормозами таких поездов определены специальными инструкциями ОАО «РЖД».

Процесс образования тормозной силы при механическом торможении

К катящемуся по рельсам колесу силой K прижимается тормозная колодка (рис. 2.11). Сила K не может вызвать замедления движения, так как возникает в тормозном цилиндре подвижной единицы и является по отношению к ней внутренней. Но сила K вызывает между тормозной колодкой и колесом силу трения $K \cdot \varphi_K$ (φ_K – коэффициент трения). Сила трения $K \cdot \varphi_K$ вызывает реакцию B_1 в буксе, и таким образом возникает внутренний момент сопротивления, создаваемый парой сил $K \cdot \varphi_K - B_1$. Заменим пару сил $K \cdot \varphi_K - B_1$ равновеликой парой сил $B_2 \cdot B_3$ для рассмотрения пары сил в зоне контакта колеса с рельсом. Сила B_3 , действуя на рельс, при наличии достаточного сцепления колеса с рельсом за счет вертикальной нагрузки P вызывает равную ей горизонтальную реакцию рельса B_4 . Силы B_3 и B_4 взаимно уравновешиваются, тем самым закрепляя колесо в системе пути (точка O'). Остается неуравновешенной сила B_2 , то есть она по отношению к колесу становится внешней и стремится поворачивать колесо вокруг точки O' как мгновенного центра поворота в сторону, противоположную движению. Таким образом, сила B_2 является тормозной силой единичной тормозной колодки. Поскольку принято все внешние силы относить к ободу колеса, то тормозной силой будем считать силу B_4 , и окончательно:

$$B_{\text{Тколод}} = K \cdot \varphi_K = 1000 \cdot K \cdot \varphi_K, \text{ Н,}$$

где K – действительное нажатие на тормозную колодку, кН;

φ_K – действительное значение коэффициента трения.

Очевидно, K и φ_K определяют тормозной эффект.

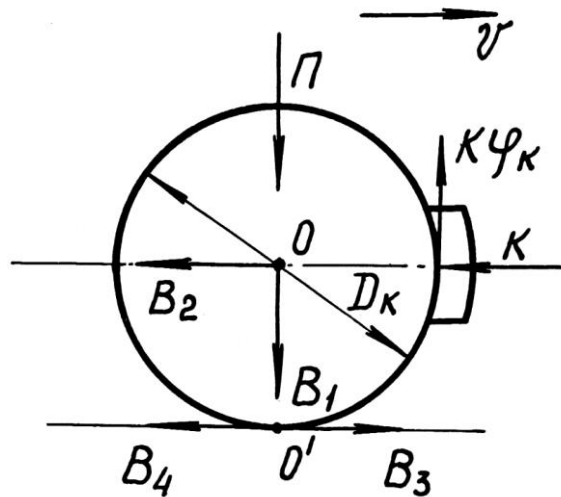


Рис. 2.11. Механизм образования тормозной силы при механическом торможении

Действительные значения коэффициентов трения φ_K определяют по эмпирическим формулам:

– для стандартных чугунных колодок:

$$\varphi_K = 0,6 \cdot \frac{1,63K + 100}{8,15K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100};$$

– для композиционных колодок:

$$\varphi_K = 0,44 \cdot \frac{0,102K + 20}{0,4K + 20} \cdot \frac{V + 100}{2V + 100}.$$

Тормозные колодки из чугуна и композиционные колодки имеют свои преимущества и недостатки. Чугунные тормозные колодки просты в изготовлении, быстро прирабатываются к поверхности колеса, имеют небольшую стоимость. Однако у них с увеличением скорости движения резко падает значение φ_K и снижается тормозной эффект. Кроме того, они быстро изнашиваются и засоряют балласт металлической пылью, что особенно вредно на электрифицированных участках железных дорог.

Композиционные колодки имеют коэффициент трения, незначительно уменьшающийся с увеличением скорости. Поэтому они более эффективны. Износостойкость их в 2...3 раза выше, чем у чугунных. К недостаткам композиционных колодок следует отнести низкую теплопроводность материала колодок и, как следствие, сильный нагрев колесных пар при торможении. Это может способствовать ослаблению бандажа колесных пар и образованию микротрещин. По этим причинам композиционные колодки применяют только на вагонах.

2.9 Ограничение тормозной силы

Для получения большего тормозного эффекта в поезде и повышения безопасности движения необходимо иметь возможно большие тормозные силы. Тормозные силы, как отмечалось выше, являются внешними силами, вызываемыми силами трения между колодками и колесами. Из этого следует, что в режиме торможения так же, как и в режиме тяги, необходимо соблюдение закона сцепления, а именно: тормозная сила, создаваемая тормозными колодками одной колесной пары, не должна превышать силы сцепления колес с рельсами, то есть должно соблюдаться условие:

$$\sum K \cdot \varphi_K \leq 2\Pi \cdot \psi_K.$$

Данное неравенство является законом сцепления при торможении.

Если это условие нарушится, то есть если тормозная сила, создаваемая тормозными колодками колесной пары, станет больше силы сцепления колес с рельсами, то вращение колесной пары прекратится, она заклинится тормозными колодками и начнет скользить по рельсам. Такое явление называется *юзом*. В результате на круге катания колес образуются местные износы – *ползуны*. После отпуска тормозов и восстановления вращения такая колесная пара при качении по рельсам создает удары по ним при каждом обороте. Особенно опасны ползуны зимой, когда металл рельсов и колес становится хрупким.

2.10 Тормозная сила поезда

Тормозная сила поезда определяется как сумма тормозных сил, реализуемых каждой тормозной колодкой подвижного состава:

$$B_T = 1000 \sum K \cdot \varphi_K, \text{ Н.}$$

Часто в тяговых расчетах приходится иметь дело не с полными значениями тормозной силы поезда, а с ее удельными значениями:

$$v_T = 1000 \frac{B_T}{P+Q} = 1000 \frac{\sum K_P \cdot \varphi_K}{P+Q}, \text{ Н/кН.}$$

Отношение $\frac{\sum K_P \cdot \varphi_K}{P+Q}$ обозначают буквой θ и называют действительным тормозным коэффициентом – величина действительного тормозного нажатия, приходящегося на 1 кН веса поезда:

$$v_T = 1000 \varphi_K \cdot \theta, \text{ Н/кН.}$$

Однако при тормозных расчетах иметь дело с действительными значениями K и φ_K крайне неудобно, так как у каждого типа вагонов и даже для однотипных вагонов из-за разных $d_{т.ц.}$, утечек воздуха, износов шарниров рычажной передачи и разной толщины колодок K может быть своим. Поэтому при тормозных расчетах целесообразно от действительных значений K и φ_K перейти к расчетным значениям этих величин:

$$\varphi_{Kp}^{чуг} = 0,27 \cdot \frac{V + 100}{5V + 100} ;$$

$$\varphi_{Kp}^{ком} = 0,36 \cdot \frac{V + 150}{2V + 150} .$$

В Правилах тяговых расчетов (ПТР) и другой справочной литературе значения $\varphi_{Kp} = f(V)$ задаются в табличной форме.

Очевидно, что при расчетных значениях K и φ_K действительный тормозной коэффициент поезда также приобретет расчетное значение:

$$g = \frac{\sum K_p}{P + Q} .$$

Удельная тормозная сила тогда выразится как:

$$v_T = 1000 \varphi_{Kp} \cdot g, \text{ Н/кН}.$$

При наличии в составе тормозных колодок из разных материалов (вагоны с чугунными и композиционными колодками) необходимо привести силу нажатия разнотипных колодок к единой (эквивалентной) силе.

Особенность расчета тормозных средств для грузовых и пассажирских поездов заключается в том, что для грузовых поездов при движении по участку со спусками до 20 ‰ тормозную силу локомотива и его вес в расчетах можно не учитывать. Тогда:

$$g_p = \frac{\sum K_{p\text{сост}}}{Q} .$$

Для пассажирских поездов всегда и для грузовых поездов при движении их по спуску круче 20 ‰ тормозная сила поезда рассчитывается с учетом веса и тормозной силы локомотива, то есть:

$$g_p = \frac{\sum K_{p\text{сост}} + \sum K_{p\text{лок}}}{P + Q} .$$

Для грузовых поездов:

- при чугунных колодках $\mathcal{G}_{Pmin} = 0,33$;
- при композиционных колодках $\mathcal{G}_{Pmin} = 0,18$.

2.11 Анализ уравнения движения поезда и его решение

Чтобы решить уравнение движения поезда, нужно, как видно из выражения (1), найти удельные равнодействующие усилия (ускоряющие и замедляющие), которые определяют, зная удельные значения силы тяги, сил сопротивления и тормозных сил во всем диапазоне скоростей движения, причем удобно иметь диаграммы зависимостей удельных равнодействующих сил от скорости движения. Для удобства построения диаграмм равнодействующих сил поезда расчет ведут отдельно для трех режимов: 1) тяги; 2) холостого хода локомотива; 3) торможения (служебного или экстренного). Последняя зависимость используется при решении различных типов тормозных задач.

Исходные данные для построения диаграмм удельных равнодействующих сил определяют из тяговой характеристики заданного локомотива, а также используя расчетные формулы для сопротивления движению и тормозных сил. Расчет удобно выполнять аналитически в табличной форме. Графики зависимостей $f_K - w_0 = f(V)$; $w_{0X} = f(V)$; $w_{0X} + 0,5v_T = f(V)$ и $w_{0X} + v_T = f(V)$ приведены на рис. 2.12. Для режима тяги необходимо дополнительно указать значения скоростей: расчетной, выхода на автоматическую характеристику, также скорости прямых и обратных переходов в режимах работы тяговых электродвигателей.

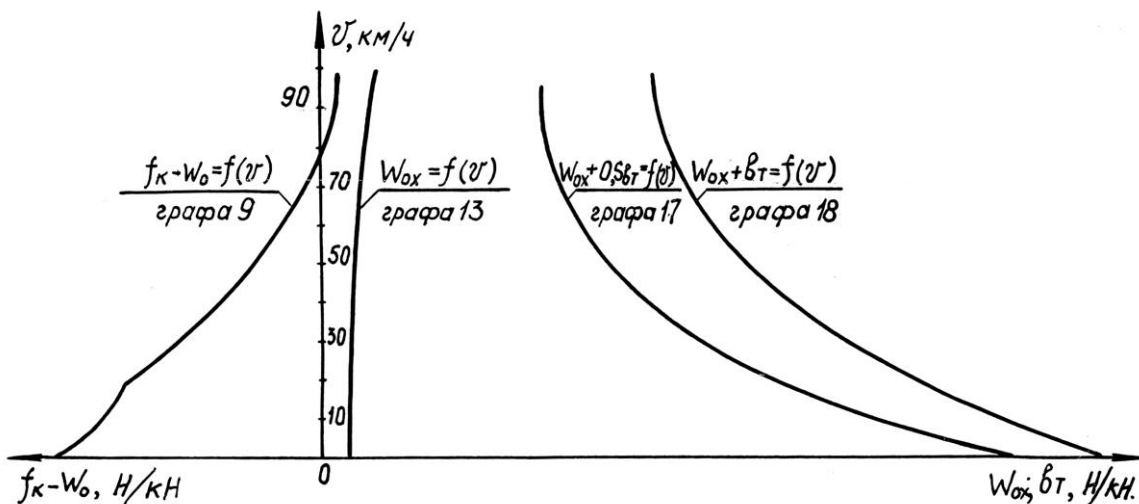


Рис. 2.12. Графики зависимостей удельных равнодействующих сил от скорости

2.12 Методы решения уравнения движения поезда в форме задачи Коши

Уравнение движения поезда было выведено нами в дифференциальном виде. Основной же задачей тяговых расчетов является нахождение численных значений $S(t)$ и $V(t)$. Для этого уравнение движения поезда следует проинтегрировать и найти частные решения.

2.12.1 Случай неравномерного движения поезда

$$а) \frac{dV}{dt} = \xi(f_K - w_K - e_T) \rightarrow dt = \frac{dV}{\xi(f_K - w_K - e_T)} \rightarrow \int dt = \int \frac{dV}{\xi(f_K - w_K - e_T)}.$$

Вычисление неопределенного интеграла в правой части уравнения невозможно, так как подынтегральное выражение представляет собой нелинейную эмпирическую зависимость. Кроме этого, задание силы еще не определяет конкретного движения. Состояние поезда (скорость и положение его на участке) зависит от начальных условий (скорости V_0 в начальный момент времени t_0 и начального положения S_0), что приводит к необходимости вычисления определенных интегралов:

$$\int_{t_0}^{t_1} dt = \frac{1}{12,24} \int_{V_0}^{V_1} \frac{dV}{\xi(f_K - w_K - e_T)}.$$

Если принять $\Delta V = V_i - V_{i-1}$ равной бесконечно малой величине, то подынтегральное выражение с небольшой погрешностью можно считать постоянной величиной и вынести за знак интеграла. При $\xi = 12,24 \text{ км/ч}^2 \cdot \text{Н/кН}$, тогда:

$$t_1 - t_0 = \Delta t = \frac{V_1 - V_0}{12,24(f_K - w_K - e_T)} = 0,082 \frac{V_1 - V_0}{(f_K - w_K - e_T)}, \text{ ч};$$

$$б) dt = \frac{dV}{\xi(f_K - w_K - e_T)}, \text{ умножим обе части выражения на } V:$$

$$V \cdot dt = \frac{V \cdot dV}{\xi(f_K - w_K - e_T)} \rightarrow \int_{S_0}^{S_1} dS = \int_{V_0}^{V_1} \frac{V \cdot dV}{12,24(f_K - w_K - e_T)}.$$

При том же условии, что $\Delta V = V_i - V_{i-1} = \text{б.м.в.}$ и $\xi = 12,24 \text{ км/ч}^2 \cdot \text{Н/кН}$, получим:

$$\Delta S = \frac{40,85}{9,81} \frac{V_1^2 - V_0^2}{(f_K - w_K - e_T)} = 4,17 \frac{V_1^2 - V_0^2}{(f_K - w_K - e_T)}, \text{ м}.$$

2.12.2 Случай равномерного движения поезда

$$\frac{dV}{dt} = \xi(f_K - w_K - \epsilon_T).$$

В случае равномерного движения $\frac{dV}{dt} = 0$; $\xi \neq 0$; $\epsilon_T = 0$. Тогда,

$$f_K - w_K = 0 \rightarrow f_K = w_K \rightarrow f_K(P+Q) = w_K(P+Q) \rightarrow F_K = W_K.$$

Решая это выражение относительно Q , получим выражение для определения расчетного значения массы состава в тоннах:

$$Q = \frac{F_K - P(w'_0 + w_i + w_r) \cdot g}{(w''_0 + w_i + w_r) \cdot g}, \text{ т.}$$

Поскольку $w_i = i$ и при несовпадении расчетного подъема с кривой:

$$Q = \frac{F_{Kp} - P(w'_0 + i_p) \cdot g}{(w''_0 + i_p) \cdot g}, \text{ т.}$$

где F_{Kp} – расчетная касательная сила тяги, Н;

P – масса локомотива, т;

w'_0 – основное удельное сопротивление локомотива, Н/кН;

w''_0 – основное удельное сопротивление состава, Н/кН;

i_p – крутизна расчетного подъема, ‰;

g – ускорение свободного падения, м/с².

2.13 Проверка расчетной массы состава с учетом ограничений

2.13.1 Проверка с учетом использования кинетической энергии

При определении расчетной массы состава за расчетный подъем принимается труднейший для локомотива элемент профиля пути, который может быть не самым крутым. Трудность элемента профиля пути определяется двумя параметрами: крутизной и протяженностью. В этом случае масса состава проверяется на возможность прохождения подъема круче расчетного с учетом кинетической энергии (рис. 2.13) по формуле:

$$S = \frac{4,17(V_K^2 - V_H^2)}{(f_K - w_K)_{cp}} \geq S_{np},$$

где S – путь, проходимый поездом с учетом кинетической энергии, м;

V_K – скорость в конце проверяемого подъема, км/ч;

V_H – скорость в начале проверяемого подъема, км/ч;

$(f_k - w_k)_{cp}$ – среднее значение ускоряющего усилия при изменении скорости от V_H до V_K , Н/кН.

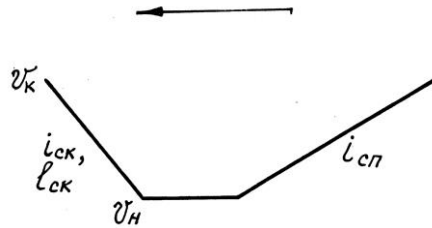


Рис. 2.13. Схема проверки массы с учетом кинетической энергии

В случае, если S окажется меньше S_{np} , локомотив не сможет провести состав по этому подъему. Тогда следует или уменьшать массу состава, или на этом перегоне использовать толкач. Принятие того или иного решения обосновывается технико-экономическими расчетами.

2.13.2 Проверка по условиям трогания поезда с места

При движении локомотива с поездом на участке возможна его остановка практически в любом месте. Поэтому необходимо провести проверку массы состава по условиям трогания с места. Эта проверка выполняется с использованием следующего соотношения:

$$i_{mp} = \frac{F_{Kmp}}{(P - Q) \cdot g} - w_{mp},$$

где F_{Kmp} – сила тяги локомотива при трогании с места, Н;

w_{mp} – удельное дополнительное сопротивление движению при трогании с места, Н/кН;

i_{mp} – крутизна подъема, на котором остановился поезд, ‰.

Если определённая величина i_{mp} меньше крутизны подъёма, на котором остановился поезд, то в этом случае возможны три варианта вывода поезда с перегона: осаживание поезда назад на более лёгкий профиль пути и взятие его с места (при полуавтоматической блокировке); вызов вспомогательного локомотива и вывод поезда с перегона по частям. Во всех случаях должны соблюдаться требования соответствующей инструкции.

2.13.3 Проверка по длине приёмоотправочных путей станций

В последние годы в связи со значительным ростом мощности локомотивов и, как следствие, с увеличением длины составов возникла необходимость проверки массы состава по длине приёмоотправочных путей (ПОП) станций. Эта проверка выполняется по формуле:

$$l_{п} \leq l_{поп},$$

где l_{Π} – длина поезда, м;

$l_{\text{ПОП}}$ – длина ПОП станции, м.

Если определённая величина l_{Π} больше $l_{\text{ПОП}}$, то в этом случае возможны варианты выхода из ситуации: проследование станции без остановки или размещение поезда на нескольких приемоотправочных путях. Во всех случаях должны соблюдаться требования соответствующей инструкции.

2.14 Установление унифицированной массы состава на основе анализа построенной тонно-километровой диаграммы

При следовании поезда на большие расстояния его массу нельзя изменять для каждого перегона или участка, при этом усложнилась бы работа станции и замедлилась доставка грузов. Поэтому устанавливают унифицированную норму массы состава для целого направления с работой локомотива на длинных тяговых плечах. Для решения этой задачи для каждого участка строят тонно-километровую диаграмму (рис. 2.14), а затем анализируют ее по всему направлению. При необходимости дальнейшего повышения массы состава переходят на кратную тягу или используют более мощные локомотивы.

По результатам анализа тонно-километровых диаграмм устанавливают унифицированную норму массы состава, которая при заданном объеме перевозок дает наибольший технико-экономический эффект.

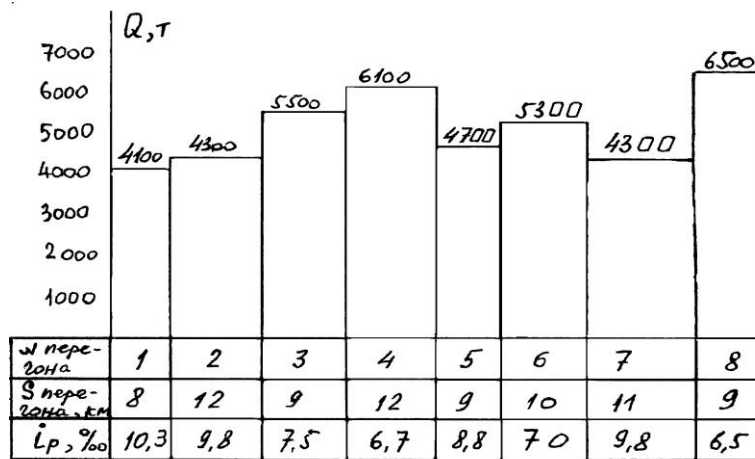


Рис. 2.14. Тонно-километровая диаграмма

Масса состава на участках с кратной тягой или подталкиванием определяется по формуле:

$$Q = \frac{\sum F_k - \sum P(w'_0 + i_p)g}{(w''_0 + i_p)g}, \text{ Т,}$$

где $\sum F_k$ – суммарная сила тяги для расчетной скорости локомотива, у которого она больше, Н;

$\sum P$ – суммарная масса локомотивов, т.

В случае сосредоточения локомотивов в голове поезда для предупреждения разрыва состава вводят ограничения по максимальной продольной силе тяги, которую может воспринять автосцепка.

2.15 Спрямление профиля пути

Профиль железнодорожного пути состоит из отдельных элементов, отличающихся длиной l и крутизной уклона i . Отдельные элементы профиля пути совпадают с кривыми. Для сокращения объемов тяговых расчетов при определении скорости и времени движения поезда и повышения их точности производят спрямление профиля пути. Спрямление состоит в замене нескольких рядом расположенных элементов действительного профиля пути одного знака одним элементом фиктивного уклона протяженностью, равной сумме длин спрямляемых элементов (рис. 2.15).

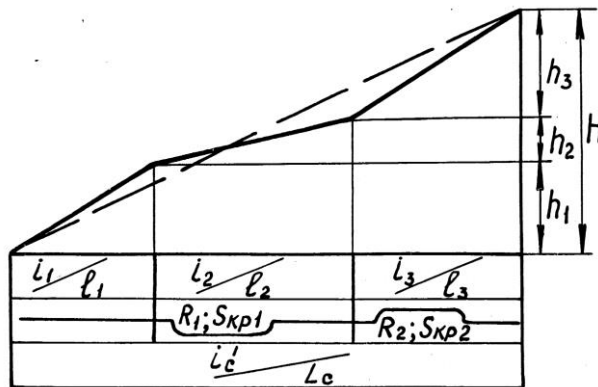


Рис. 2.15. Профили пути для спрямления

Спрямление элементов выполняется по формуле:

$$i'_c = \frac{\sum i \cdot l}{L_c}.$$

Встречающиеся на пути кривые спрямляют в плане, заменяя сопротивление движению от кривой сопротивлением от фиктивного подъема, которым заменяют кривую также исходя из равенства механических работ, затрачиваемых локомотивом на преодоление кривой и фиктивного подъема:

$$i''_c = \frac{700}{L_c} \cdot \frac{S_{кр}}{R}, \text{‰}.$$

Результирующий спрямленный уклон равен:

$$i_c = \pm i'_c + i''_c, \text{‰}.$$

2.16 Торможение поездов и тормозные задачи

Тормозные средства поезда, создающие тормозные силы, определяют уровень безопасности движения поездов. Путь, проходимый поездом от момента поворота рукоятки крана машиниста в тормозное положение до полной остановки поезда, называется полным тормозным путем S_T .

$$S_T = S_{\Pi} + S_{Д}.$$

Путь подготовки тормозов к действию определяется по формуле:

$$S_{\Pi} = 0,278 \cdot V_H \cdot t_{\Pi}, \text{ м.}$$

Путь действия тормозов рассчитываем по выражению:

$$S_{Д} = \frac{4,17(V_H^2 - V_K^2)}{w_T + w_{0X} + i_C}, \text{ м.}$$

2.17 Решение тормозных задач

Различают три типа тормозных задач:

1) определение допустимой скорости движения при заданных S_T , v_P , $i_{СП}$ (рис. 2.16);

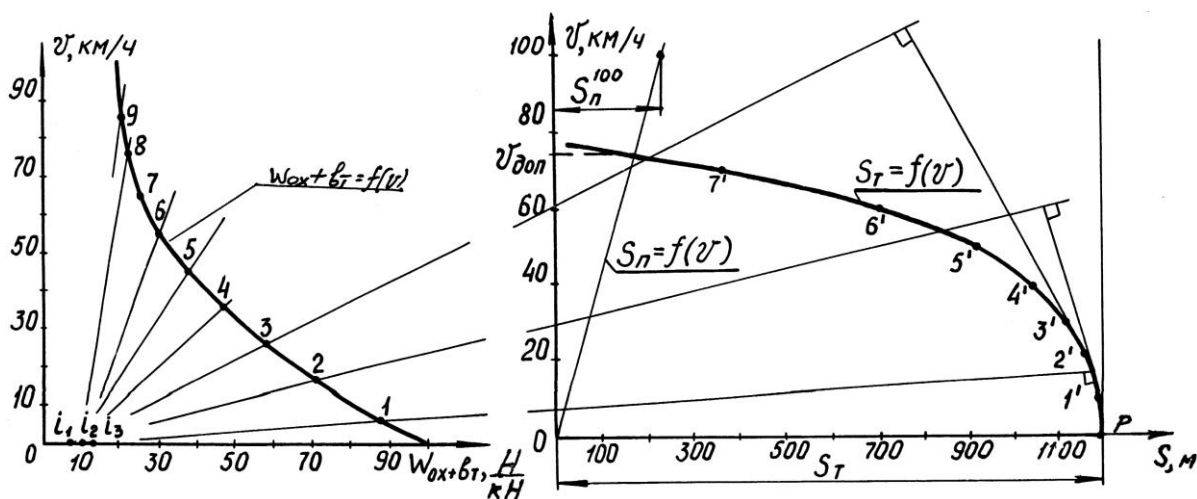


Рис. 2.16. Определение допустимой скорости движения по тормозным средствам

2) определение потребной силы нажатия тормозных колодок при заданных S_T , V_H , $i_{СП}$;

3) определение полного тормозного пути при заданных V_H , v_P , $i_{СП}$ (рис. 2.17).

Каждая из тормозных задач может быть решена как аналитическим, так и графоаналитическим способами.

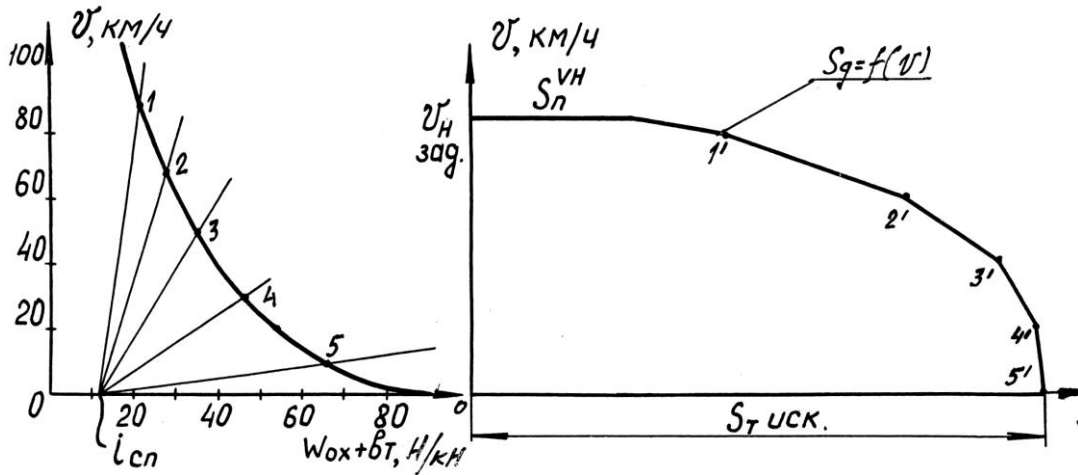


Рис. 2.17. Построение графика зависимости $S_d = f(V)$

2.18 Определение скорости и времени хода поезда на заданном участке

Среди вопросов, изучаемых в курсе «Теория тяги поездов», есть вопрос, касающийся расчета скорости и времени хода поезда. Перед железнодорожным транспортом постоянно стоит задача дальнейшего увеличения пропускной и провозной способности железных дорог. Одним из важнейших элементов, определяющих пропускную способность железных дорог и в значительной мере влияющих на себестоимость перевозок, является скорость движения поездов. При данном типе локомотива и профиле пути скорость движения зависит от двух основных факторов: степени использования мощности локомотива и массы состава. В современных условиях, характеризующихся широким применением электровозов и тепловозов, допускающих кратную тягу по системе многих единиц, можно реализовать достаточно высокую скорость движения при поездах различной массы.

2.18.1 Построение кривой скорости

Существует несколько способов построения этой зависимости:

- 1 – аналитический метод;
- 2 – графический метод (метод Липеца), или МПС;
- 3 – с применением ЭВМ (по специальным программам).

Наибольшее распространение получил метод МПС.

Построение зависимости $V = f(S)$ базируется на графическом интегрировании диаграмм удельных равнодействующих усилий в режимах тяги

$(f_k - w_0) = f(V)$, холостого хода $w_{0X} = f(V)$ и служебного торможения $(w_{0X} + 0,5v_T) = f(V)$.

Возьмем две системы координат $(f_k - w_0) - V$; $V - S$ (рис. 2.18) и спрямленный профиль пути. Разбиваем ось скоростей на интервалы через 10 км/ч. Условно считаем, что в пределах каждого интервала поезд движется с постоянной средней скоростью.

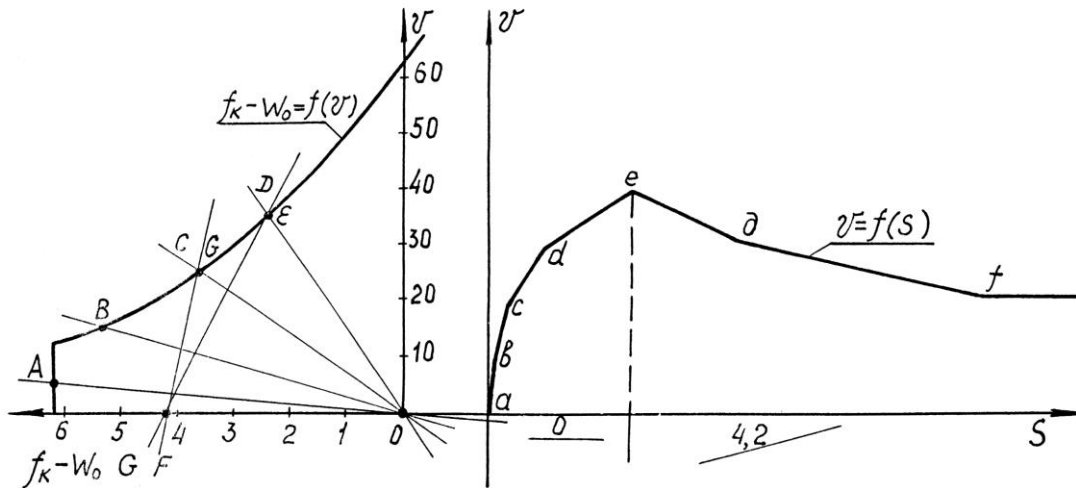


Рис. 2.18. Техника построения графика скорости $V = f(S)$

Среднее значение скорости в интервале 0–10 км/ч сносим на диаграмму $(f_k - w_0) = f(V)$, получаем точку A . Через точку A и точку O , соответствующую профилю $i = 0 \%$, проводим луч AO и из начала профиля пути восстанавливаем к нему перпендикуляр av , ограничивая его скорость 10 км/ч. Рассматриваем следующий интервал скорости 10–20 км/ч, делаем аналогичные построения $vc \perp BO$; $cd \perp CO$; $de \perp DO$. Переходим на элемент профиля пути $i = 4,2 \%$ и выполняем аналогичные построения, предварительно установив полюс для построения и величину равномерной скорости на подъеме $i = 4,2 \%$. Полученная ломаная линия $avcdegf$ является графиком скорости.

2.18.2 Определение времени хода по участку

Существует много способов определения времени хода по участку или по отдельным перегонам.

Все эти способы можно разделить на две группы: точные и приближенные. Точные способы основаны на интегрировании (графическом и аналитическом) уравнения движения поезда и, следовательно, учитывают неравномерное движение поезда. К ним относится графический способ МПС. К точным способам относятся также способ инженера Дегтерева и другие. К приближенным способам относятся способы, основанные на предположении, что поезд на каждом элементе профиля пути движется с постоянной скоростью, зависящей от крутизны этого элемента. Из при-

ближенных способов наибольшее практическое применение имеет метод равномерных скоростей.

Расчет времени хода поезда по участку способом МПС

Рассмотрим подробно графический способ МПС расчета времени хода поезда (построение зависимости $t = f(S)$). Этот способ основан на геометрической зависимости, существующей между кривыми $t = f(S)$ и $V = f(S)$. Исходными данными для построения кривой времени $t = f(S)$ является уже построенная зависимость $V = f(S)$.

Берем две системы координат $V-S$ и $t-S$. Кривая скорости $V = f(S)$ уже построена, оси скорости и времени совмещены. Откладываем влево от начала профиля пути отрезок $OK = \Delta$ и проводим вертикаль KK' (рис. 2.19). Разделим кривую скорости на ряд интервалов, определяемых точками перелома этой кривой ($0a$, ab , bc , cd и т. д.). В пределах каждого интервала предполагается, что скорость постоянная и равная ординате средней точки интервала (т. 1, 2, 3, 4 и т. д.). Спроектируем т. 1 на вертикаль KK' и получим отрезок $K1'$, характеризующий среднее значение скорости в пределах интервала $0a$. Точка O – постоянный полюс. Проведем луч $1'O$ и восстановим к нему перпендикуляр, получим отрезок $0a'$ искомой кривой $t=f(S)$. Положение точки a' определяется пересечением перпендикуляра к лучу $1'O$ и вертикали, опущенной из конца первого интервала скорости. Для последующих интервалов скорости построение аналогично. В результате построения получаем кривую $0-a'-b'-c'$, построенная линия является зависимостью $t = f(S)$.

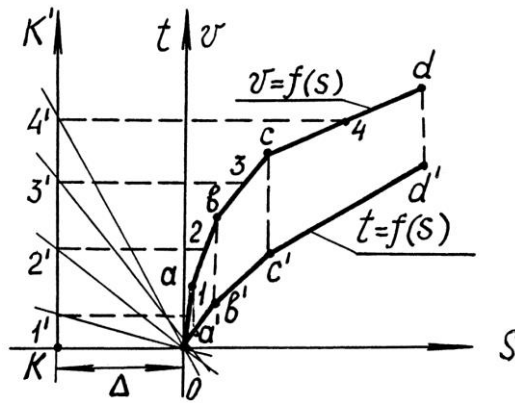


Рис. 2.19. Техника построения графика времени $t = f(S)$ способом МПС

Расчет времени хода поезда способом инженера Дегтерева

Имеем кривую скорости $V=f(S)$. Рядом с кривой скорости $V=f(S)$ построим равнобедренный треугольник ABC (рис. 2.20) с основанием, равным u мм, что в масштабе соответствует 1 км, и с высотой $60 \cdot m$, что в масштабе соответствует скорости 60 км/ч. Очевидно, при этой скорости 1 км пути (изображенный в масштабе основанием треугольника) поезд проходит за 1 минуту. Очевидно, у любого треугольника, подобного ΔABC (то

есть у любого треугольника, у которого отношение высоты к основанию равно $60 \cdot t$, основание определяет путь, проходимый поездом за 1 мин, если скорость движения равна (в масштабе) высоте этого треугольника.

Отсюда вытекает следующий способ определения времени хода в функции пути по имеющейся кривой $V = f(S)$. Из начальной точки пути проводим линию, параллельную стороне AB равнобедренного вспомогательного $\triangle ABC$, до пересечения с графиком скорости $V = f(S)$. Из полученной точки пересечения $1б$ проводим линию, параллельную стороне BC того же треугольника, до пересечения с осью S и т.д. Таким образом получаем ряд равнобедренных треугольников, подобных $\triangle ABC$. Для определения времени хода поезда достаточно сосчитать количество оснований треугольников на оси пути.

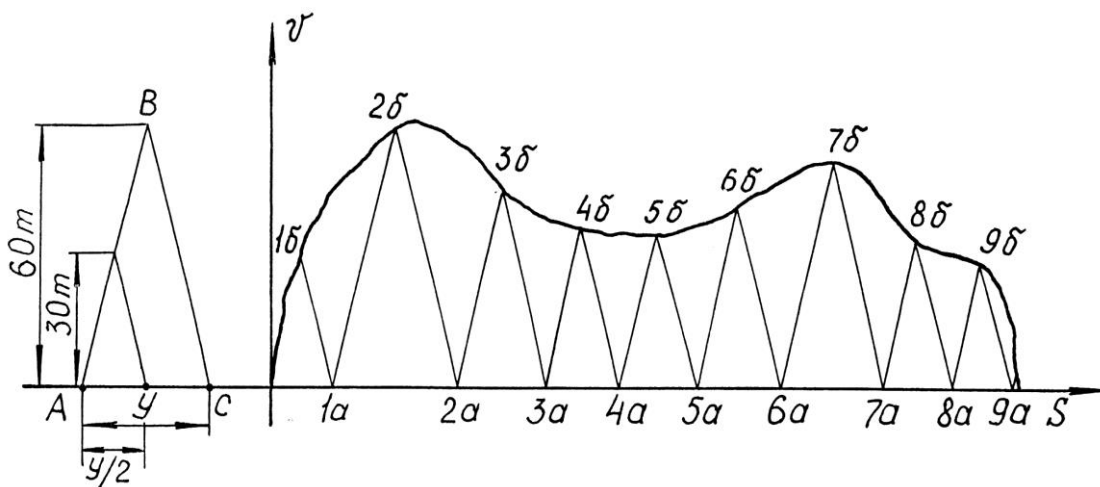


Рис. 2.20. Определение времени движения поезда способом инженера Дегтерева

Расчет времени хода поезда методом равномерных скоростей

Этот способ основан на предположении, что поезд движется равномерно по каждому элементу профиля пути независимо от длины последнего с постоянной скоростью, соответствующей крутизне этого элемента и мгновенно изменяющейся при переходе на новый элемент профиля пути.

Тогда время хода поезда по участку будет равно:

$$\tau_x = \sum t + \tau_{р.з.}, \text{ мин.}$$

К этому времени необходимо добавить время на разгон и замедление поезда при остановках на станциях $\tau_{р.з.}$.

для грузовых поездов $\tau_{р.з.} = 2+1$ мин;

для пассажирских поездов $\tau_{р.з.} = 1+1$ мин.

Операции подсчета времени хода поезда по участку и его результаты удобно расположить в таблице следующей формы (табл. 2.1):

Расчет времени хода методом равномерных скоростей

Спрямленный профиль			$\frac{60}{V_{PAB}}$, МИН/КМ	$\frac{60 \cdot l}{V_{PAB}}$, МИН	$\sum t$, МИН	$\tau_{P.3.}$, МИН	$\tau_x = \sum \frac{60 \cdot l}{V_{PAB}} + \tau_{P.3.}$, МИН
№ элемента	l , КМ	i , ‰					
1	2	3	4	5	6	7	8

Время хода поезда по участку, определенное этим способом, сравнивается с временем, определенным одним из точных способов. Разница допускается до $\pm(3 \dots 5)$ м.

2.19 Определение расхода энергоресурсов на тягу поезда

Железнодорожный транспорт, выполняя огромный объем перевозочной работы, расходует большое количество дизельного топлива и электроэнергии на тягу поездов (до 18 % дизельного топлива и до 4,5 % электроэнергии, вырабатываемых в стране).

Расход топлива или электроэнергии локомотивом на перемещение поезда зависит от многих факторов, важнейшими из них являются: профиль пути, масса и скорость движения поезда, техническое состояние локомотива и, наконец, квалификация локомотивной бригады.

2.19.1 Определение расхода дизельного топлива тепловозом

Существует три способа определения расхода топлива тепловозом:

- 1) статистический;
- 2) способ средних норм;
- 3) графический по паспортным данным (частный случай третьего способа – аналитический).

При первом способе ежеквартально анализируется фактический расход топлива и нормы корректируются.

При втором способе расход топлива на единицу перевозочной работы 10^4 ткмбр устанавливается на основании опытных поездок с динамометрическим вагоном с поездами разной массы.

В настоящее время ОАО «РЖД» рекомендует третий способ.

Аналитический способ определения расхода топлива

Исходными данными для определения расхода топлива этим способом являются паспортные (расходные) характеристики в режиме тяги $G = f(V)$ и в режиме холостого хода $g_x = f(n_d)$, а также зависимости $V = f(S)$ и $t = f(S)$. Расход топлива на тягу поезда в режиме переменной нагрузки:

$$E_T = \int_{t_1}^{t_2} G \cdot \Delta t = \sum_1^n G_i \cdot \Delta t_i; \text{ при } i = 1, 2, 3 \dots n.$$

Расход топлива в режиме холостого хода:

$$E_{X.X.} = g_x \cdot \sum_1^m \Delta t_{X.X.},$$

где g_x – минутный расход топлива на холостую работу дизелей, зависит от частоты вращения коленчатого вала дизеля n_d .

Общий расход топлива за поездку складывается из расхода топлива при работе тепловоза в режиме тяги E_T и расхода топлива в режиме холостого хода:

$$E_{\text{общ.}} = E_T + E_{X.X.}, \text{ кг.}$$

Графоаналитический способ определения расхода топлива

Исходными данными для данного способа определения расхода топлива являются паспортные характеристики расхода топлива в режиме тяги $G = f(V)$ и в режиме холостого хода $g_x = f(n_d)$ и построенная зависимость $V = f(S)$.

Техника построения

Берем две системы координат $G = f(V)$ и $V = f(S)$. Зависимость $V = f(S)$ разбивается на отдельные интервалы, в пределах которых считается, что скорость поезда изменяется по закону прямой линии. При этом ордината, соответствующая середине рассматриваемого интервала скорости, определяет среднюю скорость на данном участке. Техника построения зависимости $E = f(S)$ представлена на рис. 2.21.

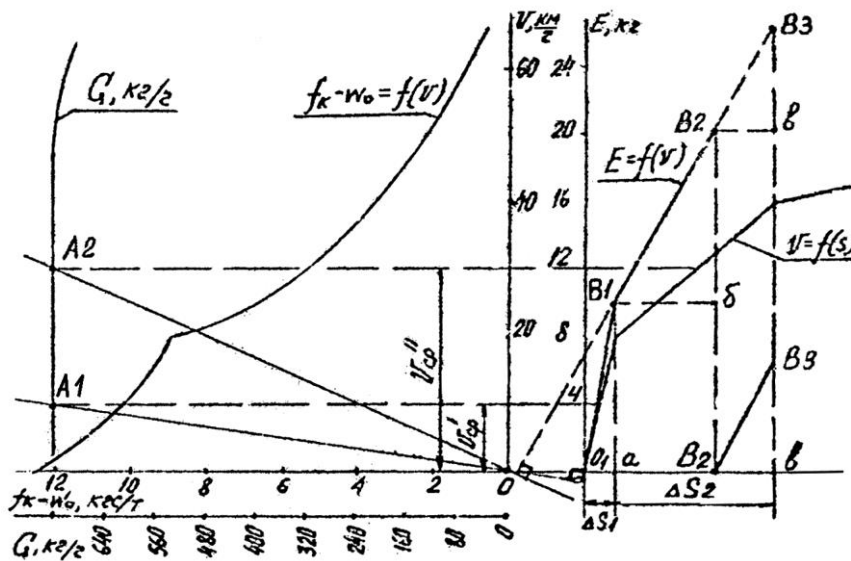


Рис. 2.21. Графическое определение расхода топлива методом инженера Долинжева

2.19.2 Определение расхода электроэнергии электроподвижным составом

Расход электроэнергии на перемещение поезда по заданному участку, отнесенный к пантографу электровоза или моторного вагона электропоезда, также определяется по предварительно построенным для этого участка и массы состава диаграммам $V = f(S)$, $t = f(S)$ и диаграмме тока, потребляемого всеми тяговыми электродвигателями электровоза $I_{\Sigma} = f(V)$.

Определение расхода электроэнергии аналитическим способом

Расход электроэнергии на перемещение поезда за поездку определяется по формуле:

$$A_T = \frac{U_C \cdot \sum I_{\Sigma} \cdot \Delta t}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт}\cdot\text{ч},$$

где U_C – напряжение в контактной сети, В.

Кроме расхода электроэнергии на перемещение поезда, электровоз затрачивает некоторое количество электроэнергии на собственные нужды:

$$A_{С.Н.} = r \cdot t_{\text{общ}}, \text{ кВт}\cdot\text{ч},$$

где r – средний расход электроэнергии на собственные нужды электровоза в единицу времени, кВт·ч/мин;

$t_{\text{общ}}$ – общее время движения поезда по участку, мин.

Тогда полный расход электроэнергии на ведение поезда по участку составит:

$$A = A_T + A_{С.Н.}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$$

Удельный расход электроэнергии в Вт·ч/ткмбр подсчитывается по формуле:

$$\alpha = \frac{A \cdot 1000}{Q \cdot L_{\text{уч}}},$$

где A – общий расход электроэнергии, кВт·ч;

Q – масса состава, т;

$L_{\text{уч}}$ – длина участка, км;

1000 – коэффициент перевода кВт·ч в Вт·ч.

Определение расхода электроэнергии графоаналитическим способом

Исходными данными для данного способа определения расхода электроэнергии являются токовые характеристики электровозов в режиме тяги $I = f(V)$ и построенная зависимость $V = f(S)$.

Техника построения

Берем две системы координат $I = f(V)$ и $V = f(S)$. Зависимость $V = f(S)$ разбивается на отдельные интервалы, в пределах которых считается, что скорость поезда изменяется по закону прямой линии. При этом условии ордината, соответствующая середине рассматриваемого интервала скорости, определяет среднюю скорость на данном участке. Техника построения зависимости $A = f(S)$ представлена на рис. 2.22.

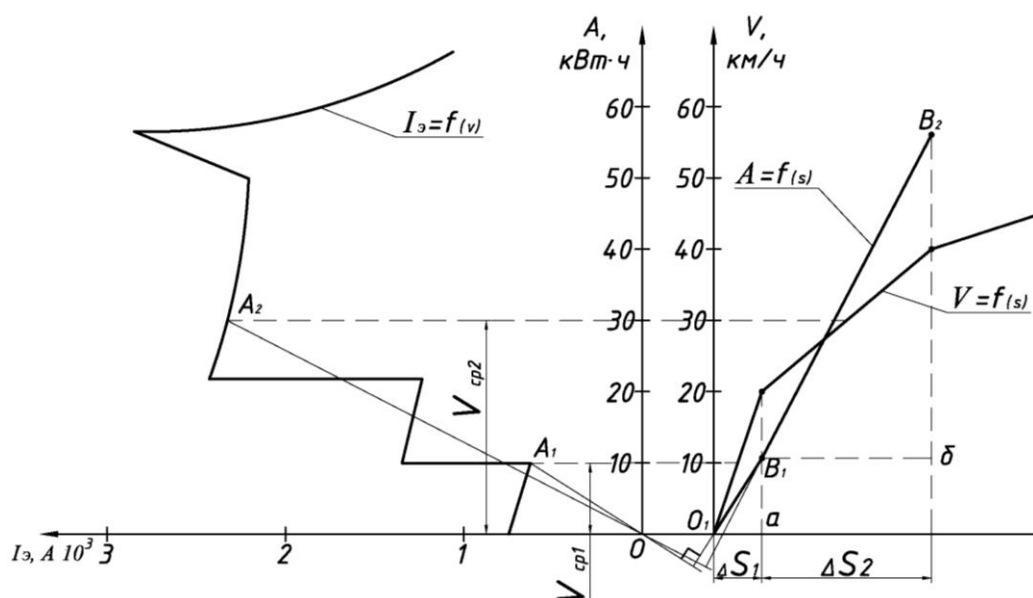


Рис. 2.22. Графическое определение расхода электроэнергии

Также необходимо учесть расход электроэнергии на собственные нужды. Эти затраты определяются аналитически.

2.20 Понятия об испытаниях локомотивов

Решение технико-экономических и эксплуатационных вопросов с помощью тяговых расчетов основано на использовании тяговых, энергетических, тепловых и расходных характеристик локомотивов, а также на применении расчетных формул удельного основного сопротивления и тормозных характеристик.

Эти данные составляются на основе результатов широко поставленных научных опытов с локомотивами и вагонами.

Вновь построенный локомотив должен пройти цикл испытаний для установления его надежности, экономичности, соответствия требованиям ТУ на его постройку. Полный цикл испытания каждого нового локомотива разделяется на несколько этапов.

Заводские наладочные испытания – предусматривают отработку отдельных узлов и агрегатов на заводских стендах. Затем собранный локомотив проходит обкатку и делает опытный пробег 5 тыс. км с поездами под постоянным наблюдением представителей завода-изготовителя и с участием работников ОАО «РЖД». Все выявленные недостатки и поломки устраняются силами завода.

Тягово-энергетические испытания – имеют целью составление тягово-энергетических характеристик и соответствие их ТУ на постройку данного локомотива за исключением определения w'_0 и S_T одиночно следующего локомотива, проводимых на эксплуатируемых участках железнодорожной линии.

Путевые испытания – проводятся для определения воздействия испытываемого локомотива на путь, установления допустимой скорости его движения по состоянию верхнего строения пути различной мощности и конструкции на прямых и кривых участках пути.

Динамические испытания – устанавливаются ходовые качества локомотива, определяемые колебаниями подрессорного строения, подергиванием рамы, влиянием тележек и прочим.

Прочностные испытания – преследуют цель установления степени напряженности отдельных ответственных узлов и деталей испытываемого локомотива при различных режимах его работы.

Ремонтные испытания – преследуют цель определить износ отдельных элементов узлов и деталей локомотива, удобство, доступность, частоту и трудоемкость их ремонта.

Эксплуатационные испытания – с целью выявления надежности работы используемого локомотива в условиях длительной эксплуатации, удобства ремонта, обслуживания и ухода, для проверки в эксплуатационных условиях характеристик, полученных при тягово-энергетических испытаниях. Пробег испытываемого локомотива при этом устанавливается в 150...200 тыс. км с обязательным текущим ремонтом ТР-3. Для сокращения сроков всего цикла испытаний строят сразу несколько экземпляров локомотива и параллельно проводят некоторые этапы испытаний.

Библиографический список

1 **Осипов, С.И.** Основы тяги поездов / С.И. Осипов, С.С. Осипов. – М. : УМК МПС России, 2000. – 592 с.

2 **Кузьмич, В.Д.** Теория локомотивной тяги : учебник для вузов ж.-д. транспорта / В.Д. Кузьмич, В.С. Руднев, С.Я. Френкель. – М. : Маршрут, 2005. – 448 с.

3 Теория электрической тяги : учебник для вузов ж.-д. транспорта / под ред. С.И. Осипова. – М. : Маршрут, 2006. – 436 с.

5 Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М. : Транспорт, 1985.

4 **Гребенюк, П.Т.** Справочник по тяговым расчетам / П.Т. Гребенюк, А.Н. Долганов, А.И. Скворцова. – М. : Транспорт, 1987.

5 Правила тяговых расчётов для поездной работы. – М. : Транспорт, 1985.

6 Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации. – М. : Трансинфо ЛТД, 2011. – 255 с.

7 Методическое обеспечение самостоятельной работы студентов по дисциплинам кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство»: учебно-методический комплекс / под ред. А.С. Шапшала. – Ростов н/Д : РГУПС, 2010. – 152 с.

3 ЛОКОМОТИВНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Введение

Основой автономного локомотива любого типа является его локомотивная энергетическая установка (ЛЭУ). В настоящее время наиболее распространенным типом автономных локомотивов на железных дорогах всего мира являются тепловозы. ЛЭУ тепловоза представляет собой высокоэффективный дизельный двигатель внутреннего сгорания, преобразующий внутреннюю химическую энергию жидкого (или газового) топлива в механическую работу.

Понимание сложных взаимосвязей всех процессов этого преобразования требует знания принципов действия тепловозных двигателей различных типов, которые могут быть использованы на автономных локомотивах, их конструкций, особенностей рабочих процессов, протекающих в системах двигателей на различных режимах их работы в процессе эксплуатации.

Поэтому курс «Локомотивные энергетические установки» является одной из фундаментальных дисциплин учебного плана инженерного образования в транспортных вузах по специальности «Подвижной состав железных дорог».

3.1 Общие сведения, классификация и технические характеристики локомотивных энергетических установок

3.1.1 Энергетические основы работы локомотивов

Локомотивы обеспечивают движение поездов по железным дорогам. Создавая своими ведущими колесами при взаимодействии с рельсами движущую силу (силу тяги) F [Н] и перемещая благодаря этой силе поезд на расстояние S [км], локомотив совершает полезную механическую работу $A_{\text{пол}}$. Как известно из физики, поскольку направление действия силы совпадает с направлением движения, эта работа равна произведению величин силы F и расстояния S , а именно $A_{\text{пол}} = FS$ [кДж]. Но, чтобы совершить эту полезную работу, необходимо затратить какое-то количество энергии $A_{\text{затр}}$. Так как в соответствии с первым началом термодинамики энергия не возникает вновь, а только преобразуется из одной своей формы в другую, это количество энергии надо получить извне в какой-то другой форме. Для любых автономных транспортных машин, не имеющих подвода энергии извне, таким «источником» энергии может быть внутренняя химическая энергия различных видов природного органического топлива, запас которого может быть размещен на самом транспортном средстве (автомобиле, тепловозе, самолете, пароходе, подводной лодке и т.д.).

Но потенциальная внутренняя энергия природного топлива, твердого, жидкого или газообразного, практически не может быть преобразована непосредственно в механическую работу. Топливо человек издавна использовал для получения тепла, тепловой энергии, поскольку под топливом и понимаются именно такие вещества, при горении которых выделяется большее количество теплоты.

При окислении (сжигании) топлива продукты его сгорания (дымовые газы) вследствие этого приобретают высокую температуру и являются носителем тепловой энергии. Тепловую же энергию человечество научилось преобразовывать в работу еще в XVIII веке, когда были созданы первые паровые двигатели Томаса Ньюкомена, Ивана Ползунова, Джеймса Уатта.

Энергетические установки автономных транспортных средств, в том числе и локомотивные энергетические установки (ЛЭУ), которые являются предметом изучения одноименной учебной дисциплины, предназначены именно для преобразования внутренней химической энергии топлива в механическую работу.

При полном сгорании определенного количества топлива, массой B [кг], теплота сгорания которого Q [кДж/кг], потенциально может быть получена тепловая энергия в количестве $A = BQ$ [кДж].

Энергия A , полученная при сжигании топлива, может быть затрачена на выполнение полезной работы, то есть $A = A_{\text{затр}}$.

Именно поэтому энергетическая цепь (последовательность этапов преобразования энергии от $A_{\text{затр}} = BQ$ до $A_{\text{пол}} = FS$) для автономного локомотива состоит, по крайней мере, из двух необходимых последовательных звеньев:

- тягового генератора ТГ – устройства, которое преобразует внутреннюю химическую энергию используемого топлива в тепловую энергию теплоносителя;

- тягового двигателя ТД – машины, преобразующей тепловую энергию теплоносителя в механическую работу возвратно-поступательного или вращательного движения своего выходного устройства: вала или ползуна (рис. 3.1).

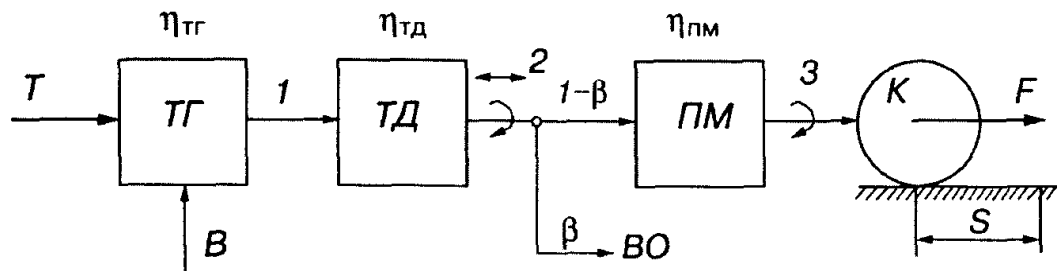


Рис. 3.1. Структурная схема энергетической цепи автономного локомотива:

ТГ – тепловой генератор; ТД – тепловой двигатель;

ПМ – передаточный механизм (передача); ВО – отбор мощности на собственные нужды локомотива; К – ведущие колеса локомотива;

F – сила тяги; S – пройденный путь.

Потоки энергии и вещества: T – топливо (внутренняя химическая энергия); B – воздух из атмосферы; 1 – тепловая энергия теплоносителя – рабочего тела; 2 – механическая работа вращения или возвратно-поступательного движения рабочего органа теплового двигателя;

3 – механическая работа вращения ведущих колес локомотива

Эти два звена и составляют собственно энергетическую установку любого автономного локомотива. Коэффициенты полезного действия этих звеньев (соответственно $\eta_{тг}$ и $\eta_{тд}$) в значительной мере определяют энергетическую эффективность самого локомотива, то есть его коэффициент полезного действия (КПД) $\eta_{лок}$, равный по определению отношению полезной работы к затраченной на получение энергии, а именно:

$$\eta_{лок} = A_{пол} / A_{затр}.$$

В энергетической цепи локомотива обычно присутствуют еще два элемента, также показанные на рис. 3.1, это:

- передаточный механизм ПМ (или кратко «передача») между выходным устройством теплового двигателя и ведущими колесными парами К, входящий в последовательную цепь преобразования потока энергии, идущей для создания силы тяги, и необходимый для приспособления величин момента и скорости, передаваемых на колеса, к требованиям тяги;
- промежуточный отбор ВО части преобразуемой энергии на собственные нужды локомотива (привод вспомогательного оборудования, отопление, освещение и т.п.). Доля затрачиваемой на эти цели энергии оценивается коэффициентом отбора мощности на собственные нужды локомотива β .

Коэффициент полезного действия передачи $\eta_{пм}$ и доля энергии (мощности) β , отбираемой от энергетической установки локомотива на его собственные нужды, также непосредственно влияют на общий КПД локомотива $\eta_{лок}$. Его величину можно представить в виде произведения следующих сомножителей:

$$\eta_{лок} = \eta_{тг} \eta_{тд} (1 - \beta) \eta_{пм}.$$

3.1.2 Тенденции развития современных дизелей

Возможности создания новых, более совершенных и эффективных тепловозов, в первую очередь определяются состоянием дизелестроения как в нашей стране, так и во всем мире.

В мировом локомотивостроении в последнее время определились тенденции применения на мощных тепловозах трех основных классов дизельных двигателей:

- двухтактные дизели средней быстроходности (со скоростью вращения вала на номинальных режимах n от 750 до 900–950 об/мин);
- четырехтактные дизели средней быстроходности (n от 750 до 1000–1100 об/мин);
- четырехтактные быстроходные дизели ($n = 1400–1600$ об/мин).

Для тепловозных двухтактных дизелей средней быстроходности в последние десятилетия достигнуты единичные мощности порядка 2900–3000 кВт (3950–4050 л.с.) – двигатели типов 645 и 710 Дженерал Моторс (США). Двухтактные дизели использовались на отечественных тепловозах

типов ТЭ10 и М62, составляющих и ныне значительную часть грузового тепловозного парка, а также на пассажирских ТЭП60.

Двухтактные дизели имеет значительная часть (не менее половины грузового парка) тепловозов железных дорог США - это локомотивы производства Отделения электрической тяги корпорации Дженерал Моторс (Electro-Motive Division, General Motors Corporation). Такие тепловозы работают также во многих странах Южной Америки, Азии и Африки.

Удельная масса этих двигателей составляет 5,6–6,4 кг/кВт (4–7 кг/л.с), что при нормальной величине массы дизеля для шестиосной секции тепловоза в пределах 18–20 т дает возможность иметь ее секционную мощность на уровне порядка 2900 кВт (4000 л.с.).

Достигнутая величина среднего эффективного давления у мощных двигателей ($p_c = 0,9–1,1$ МПа), по-видимому, максимальна для этого класса двигателей, и возможности их дальнейшей форсировки исключены всеми производителями.

В то же время корпорация Дженерал Моторс, которая в течение 60 лет ориентировалась исключительно на развитие своего ряда двухтактных дизелей (типы 567, 645 и 710), получила существенный эффект на двигателях сначала типа 645 и затем на типе 710 за счет целого ряда следующих усовершенствований в этом направлении:

- снижения частоты вращения коленчатого вала в режиме холостого хода – с 315 об/мин сначала до 235, а затем и до 200 об/мин. При этом сокращались затраты энергии на привод вспомогательного оборудования и на преодоление трения в движущем механизме;
- повышения степени сжатия в цилиндре с 14,5 до 16;
- усовершенствования турбокомпрессора;
- увеличения диаметра плунжера топливных насосов.

Значительные успехи были достигнуты в последнее время в создании мощных четырехтактных дизелей средней быстроходности, к которым относятся и двигатели типа Д49 Коломенского завода, с применением которых были созданы современные отечественные тепловозы: грузовые 2ТЭ116, 2ТЭ121, 2ТЭ136 и пассажирские ТЭП70, ТЭП80.

Повышение мощности двигателей ряда Д49 на этих тепловозах связано с увеличением среднего эффективного давления. Сейчас его величина составляет у серийных двигателей 1,3–1,6 МПа и достигает 1,7–1,9 МПа и даже более у опытных машин. Эти характеристики привели в последнее время к постепенному вытеснению с тепловозов двухтактных двигателей. В планах модернизации отечественного тепловозного парка предусмотрена замена устаревших дизелей типов Д100 и 14Д40 на более эффективные четырехтактные типа Д49.

Четырехтактные дизели (типа 7-FDL фирмы Купер – Бессемер) традиционно применяет на своих тепловозах другой крупнейший производитель тепловозов в США – Отделение транспортных систем корпорации Дженерал Электрик (General Electric Transportation Systems).

Даже Дженерал Моторс в США, убедившись в том, что дальнейшее повышение мощности своих двухтактных дизелей имеет предел, в 1996 г. для возможности создания мощных тепловозов совместно с немецкими фирмами разработала четырехтактный двигатель V625H размерностью 26,5×30 с высоким наддувом и величиной $p_c = 2,13$ МПа. Мощность этой машины в 16 цилиндрах достигла 4 700 кВт. Тепловозы с такими двигателями и с электрическими передачами переменного тока уже проходят испытания в опытной эксплуатации.

Быстроходные четырехтактные дизели находят преимущественное применение на западноевропейских тепловозах с гидравлическими передачами, где их компактность и малый вес позволяют создавать достаточно мощные локомотивы при ограниченных допускаемых осевых нагрузках. Агрегатные мощности дизелей такого типа могут достигать 4000–4100 кВт в 20 цилиндрах (немецкие двигатели MTU типов 956 и 1163, а также французские SACM типа AGO 240). При среднем эффективном давлении 1,7–1,8 МПа их удельная масса составляет 3,7–4,4 кг/кВт. Однако двигатели этого типа и такой мощности на тепловозах еще не устанавливались.

Сравнение весовых данных тепловозных дизелей показывает, что при одинаковой мощности масса дизеля средней быстроходности примерно в полтора раза выше массы быстроходного дизеля. Однако долговечности этих двигателей (сроки службы) находятся примерно в обратной пропорции. Быстроходные дизели находят применение на маневровых и промышленных тепловозах с гидравлическими передачами.

Быстроходные дизели малой мощности успешно используются на легких видах автономного пассажирского транспорта: автомотрисах, рельсовых автобусах и дизель-поездах.

3.1.3 Общие положения о рабочем цикле

Для работы дизеля необходимо обеспечить определенную последовательность постоянно повторяющихся процессов. Этот ряд процессов, обеспечивающих непрерывную работу двигателя, называется рабочим циклом. Часть рабочего цикла, протекающая за один ход поршня, называется тактом.

Двигатели, в которых рабочий цикл совершается за четыре хода поршня (четыре такта – два оборота коленчатого вала), называются четырехтактными; двигатели, в которых рабочий цикл совершается за два хода поршня (два такта – один оборот коленчатого вала), называются двухтактными.

Работа четырехтактного двигателя

Схема работы четырехтактного двигателя показана на рис. 3.2.

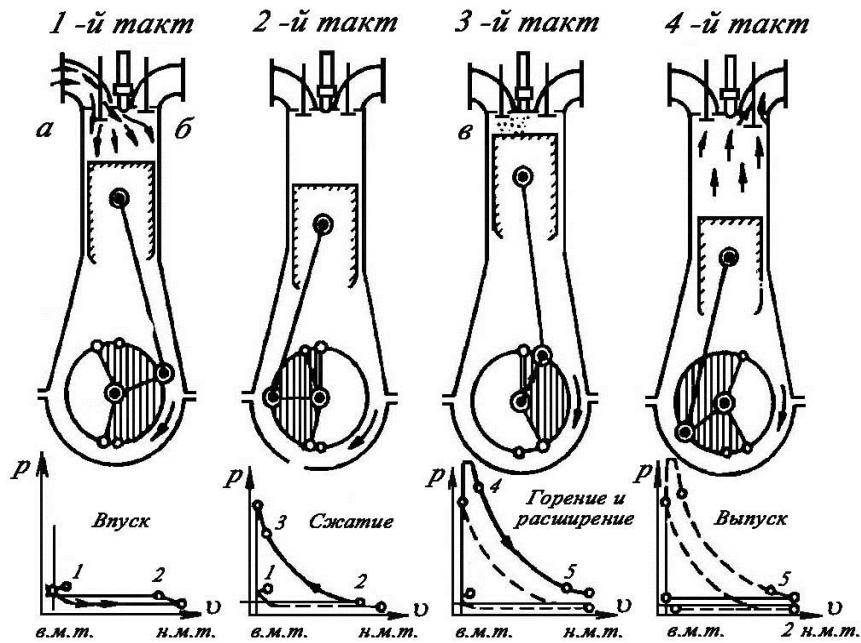


Рис. 3.2. Схема работы четырехтактного двигателя

1-й такт – впуск воздуха в цилиндр двигателя (наполнение цилиндра). Поршень движется вниз. Принудительно открывается впускной клапан (*a*), в цилиндр поступает воздух. Для максимального наполнения цилиндра свежим зарядом воздуха впускной клапан открывается с опережением до ВМТ и закрывается с запаздыванием, после НМТ. Если воздух поступает в цилиндр непосредственно из атмосферы, то линия впуска в связи с сопротивлением впускного тракта будет располагаться ниже атмосферной. Если воздух будет поступать от турбоагнетателя, то эта линия будет выше атмосферной.

Изображенный в координатах P – V график рабочего цикла четырехтактного дизеля показывает последовательность тактов, а цифровые обозначения идентичны положению кривошипа для соответствующих моментов. Такая диаграмма рабочего цикла называется индикаторной. По ней можно судить о качестве рабочего процесса и определить цилиндковую мощность двигателя.

2-й такт – сжатие. Процесс сжатия происходит при движении поршня вверх, после закрытия впускного клапана (точка 2). Воздух, находящийся в цилиндре двигателя, сжимается до 30–40 МПа, и к приходу в ВМТ его температура повышается в среднем до 600 °С. На подходе к ВМТ за 10–20 градусов поворота коленчатого вала в цилиндр впрыскивается топливо (точка 3). Оно мелко распыливается с помощью форсунки, перемешивается с воздухом и воспламеняется.

3-й такт – горение и расширение. Сгорание смеси протекает в течение 40–60° поворота коленчатого вала (конец сгорания точка 4). В цилиндре образуются газы с температурой до 2000 °С и давлением 5–12 МПа, так как оба клапана в этот момент закрыты, то, расширяясь, газы давят на поршень и пе-

ремещают его вниз. Поршень через шатун действует на коленчатый вал, приводя его во вращение. В цилиндре совершается рабочий ход.

4-й такт – выпуск. Из цилиндра удаляются отработавшие газы. Он начинается в конце расширения, когда, не доходя до НМТ на 20–40 градусов, открывается выпускной клапан (б), (точка 5). Так как давление газов выше атмосферного, то происходит их свободный выпуск. При дальнейшем вращении коленчатого вала поршень движется вверх и происходит принудительный выпуск газов. Температура отработавших газов составляет 400–500 °С, и их энергия в дальнейшем используется на турбонагнетателе и утилизационном котле.

Выпускной клапан закрывается с запаздыванием на 10–20° угла поворота коленчатого вала после ВМТ (точка б). Таким образом, в период 1–6 открыты одновременно впускной и выпускной клапаны. Такое положение называется перекрытием клапанов, что способствует лучшей очистке и наполнению цилиндра.

Работа двухтактного дизеля

В этом двигателе рабочий цикл совершается не за четыре такта, а за два, т.е. за один оборот коленчатого вала. Устройство этого двигателя отличается от четырехтактного тем, что вместо впускного клапана будут продувочные окна, а вместо выпускного клапана – выпускные окна или выпускной клапан.

Выпускные окна соединяются с выпускным ресивером, а продувочные – с впускным, куда подается воздух от воздушного турбонагнетателя.

Выпускные окна расположены выше впускных, чтобы давление в цилиндре к моменту открытия продувочных окон стало меньше давления продувочного воздуха. Так же в системе газообмена двухтактного дизеля работает и выпускной клапан.

Рассмотрим работу двухтактного дизеля (рис. 3.3) с выпускными и впускными окнами.

1-й такт – продувка и сжатие воздуха в цилиндре двигателя. При положении поршня в НМТ через открытые продувочные окна воздух, нагнетаемый продувочным насосом, заполняет объем цилиндра, выталкивая отработавшие газы, через выпускные окна или через открытый выпускной клапан.

При движении поршня вверх от НМТ закрываются продувочные окна, а затем выпускные окна или выпускной клапан. Воздух, заполнивший цилиндр, начинает сжиматься, и до подхода до ВМТ в цилиндр впрыскивается топливо.

2-й такт – горение, расширение, выпуск и продувка. До того как поршень приходит в ВМТ, топливо перемешивается с воздухом и начинается его самовоспламенение. После перехода через ВМТ начинается активное горение топлива и расширение продуктов сгорания. Поршень движется вниз, совершая рабочий ход. В конце расширения поршень открыва-

ет сначала выпускные окна (или выпускной клапан) и выпускные газы устремляются в выпускной коллектор.

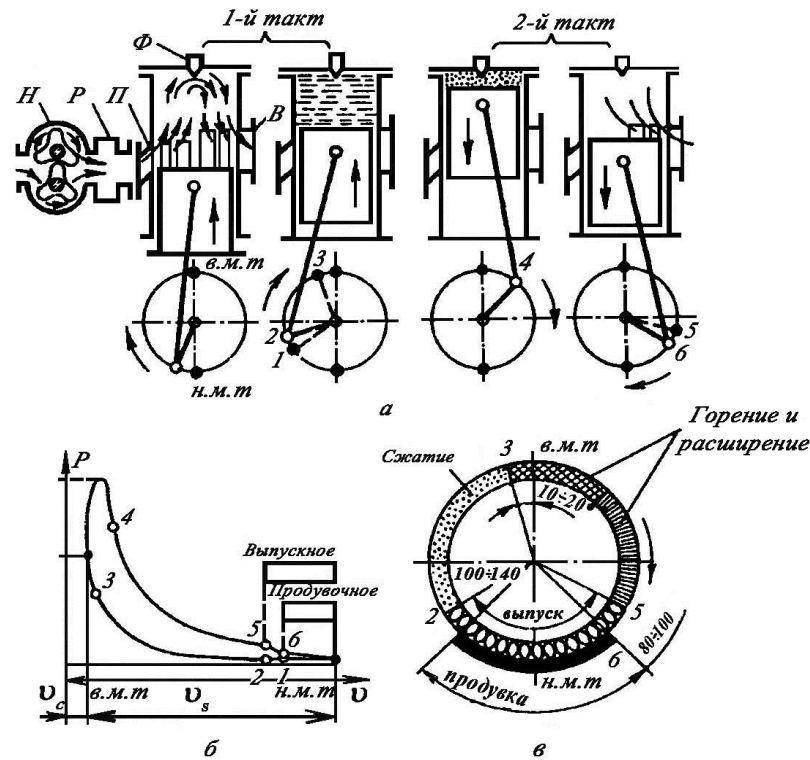


Рис. 3.3. Двухтактный двигатель:
а) схема работы; б) индикаторная диаграмма;
в) круговая диаграмма газораспределения

Давление в цилиндре падает и к моменту открытия продувочных окон становится меньше давления продувочного воздуха. Через продувочные окна в цилиндр поступает продувочный воздух, который вытесняет оставшиеся отработанные газы.

Моменты открытия и закрытия окон и подачи топлива в зависимости от угла поворота коленчатого вала изображены на круговой диаграмме газораспределения (рис. 3.3, в). Обозначения моментов газораспределения на круговой диаграмме одинаковы с обозначениями соответствующих моментов рабочего процесса на индикаторной диаграмме и схеме работы дизеля.

Очистка цилиндра с одновременным заполнением его зарядом свежего воздуха и сжатием этого воздуха совершается в течение 1-го такта; за это время коленчатый вал сделает половину оборота. Расширение газов и выпуск их наружу совершаются в течение 2-го такта; коленчатый вал делает за это время вторую половину оборота. Следовательно, весь цикл двухтактного двигателя совершается за один оборот коленчатого вала.

Давление и температура сжатия и сгорания у двухтактных дизелей такие же, как у четырехтактных. Температура выпускаемых газов у двухтактных дизелей несколько ниже и составляет 250–400 °С.

3.2 Основы теории двигателей

3.2.1 Индикаторные и эффективные показатели работы дизелей

Индикаторная диаграмма изображается в координатах $P-V$ или $P-\alpha$ и представляет собой зависимость давления газов в цилиндре от его объема или угла поворота коленчатого вала.

Расчетная индикаторная диаграмма строится по значениям давлений и объемов в характерных точках расчетного цикла (a, c, z', z, b, r) и значениям показателей политроп сжатия и расширения (n_1, n_2).

Важным свойством индикаторной диаграммы (рис. 3.4) является то, что ее площадь F оказывается пропорциональной работе, совершаемой газами в цилиндре за цикл L . Эта работа называется индикаторной.

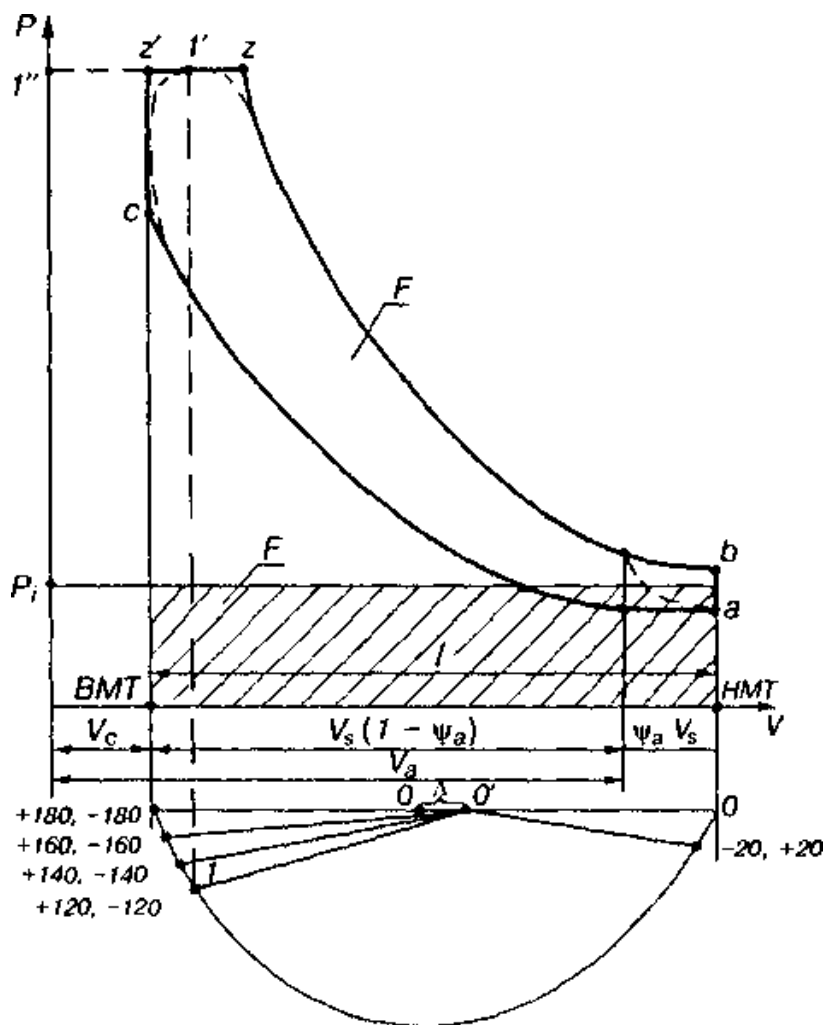


Рис. 3.4. Индикаторная диаграмма двухтактного дизеля

Средним индикаторным давлением называется условное постоянное давление в цилиндре P_p , которое, действуя на поршень за время одного рабочего хода, совершает работу, эквивалентную индикаторной работе действительного замкнутого цикла.

Геометрический смысл среднего индикаторного давления наглядно показан на рис. 3.4. Это величина постоянного давления условной прямоугольной диаграммы, равной длине и равновеликой по площади индикаторной диаграмме F .

Среднее индикаторное давление цикла дизеля и турбодизеля, МПа:

$$p_i = p_c \frac{1-\psi_a}{\varepsilon-1} \left[\lambda \cdot (\rho-1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right].$$

Индикаторный КПД представляет отношение количества теплоты, преобразованной в индикаторную работу газов в цилиндре, к количеству теплоты, подведенной в цилиндр с топливом:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_{под}} = \frac{3600 N_i}{B_q Q_n},$$

где 3600 – термический эквивалент единицы работы;

B_q – часовой расход топлива, кг/ч;

Q_n – низшая теплота сгорания топлива: дизельное топливо = 42500 кДж/кг.

Индикаторный удельный расход топлива, г/(кВт·ч):

$$g_i = \frac{3600}{Q_n \cdot \eta_i}.$$

Эффективные показатели двигателя

Эффективной мощностью называется полезная мощность, передаваемая потребителю с коленчатого вала дизеля.

Эффективная мощность дизеля меньше индикаторной на величину мощности механических потерь:

$$N_e = N_i - N_m.$$

К механическим потерям относят: потери на трение в движущихся деталях двигателя; потери на привод вспомогательных агрегатов; насосные потери, создаваемые движением поршня.

Эффективную мощность дизель-генераторной установки, кВт, нагруженной на водяной реостат, определяют по результатам измерений:

$$N_e = (I_g U_g) / (\eta_g 1000),$$

где η_g – КПД генератора;

I_g – ток тягового генератора, А;

U_g – напряжение тягового генератора, В.

Передача мощности к потребителю сопровождается рядом перечисленных выше механических потерь. В качестве показателя, позволяющего оценить уровень механических потерь, используется механический КПД:

$$\eta_m = N_e/N_i = (N_i - N_m)/N_i = 1 - N_m/N_i.$$

Согласно опытным данным, механический КПД дизелей с наддувом при работе на номинальной мощности находится в пределах:

- малооборотные – $\eta_m = 0,88-0,91$;
- среднеоборотные – $\eta_m = 0,89-0,91$;
- высокооборотные – $\eta_m = 0,80-0,85$.

Среднее эффективное давление P_e характеризует собой среднюю удельную работу цилиндра за цикл, отнесенную к валу отбора мощности дизеля.

По аналогии с P_i , величину P_e определяют из отношения:

$$P_e = L_e/V_s,$$

где L_e – средняя эффективная работа одного цилиндра дизеля за цикл, кДж.

Если:

$$L_e = (60N_e)/(k_\tau nz),$$

то тогда имеем:

$$P_e = N_e/(0,0131D^2 Sk_\tau nz).$$

Значения среднего эффективного давления P_e , при номинальной мощности дизеля находятся в пределах:

- четырехтактные – $P_e = 1,2-2,5$ МПа;
- двухтактные – $P_e = 0,75-1,2$ МПа.

Величина P_e используется для оценки уровня форсировки двигателя, его тепловой и динамической напряженности.

Эффективным КПД называется отношение количества теплоты, преобразованной в эффективную работу, к количеству теплоты, подведенной в цилиндр с топливом:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_{под}} = \frac{3600}{B_\psi Q_\mu}.$$

Обозначим удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = B_\psi/N_e,$$

тогда:

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e Q_\mu}.$$

Для серийных дизелей эффективный КПД находится в следующих пределах:

- малооборотные – $g_e = 0,204–0,207$ кг/(кВт·ч); 0,40–0,42;
- среднеоборотные – $g_e = 0,204–0,211$ кг/(кВт·ч); 0,41–0,42;
- высокооборотные – $g_e = 0,211–0,245$ кг/(кВт·ч); 0,35–0,41.

3.2.2 Топлива, применяемые в дизелях

Требования, предъявляемые к топливам

Для обеспечения надежного пуска, экономичной и безотказной работы двигателя топливо должно отвечать следующим требованиям:

- иметь оптимальные значения плотности, вязкости, сжимаемости, прокачиваемости, обеспечивающие качественную подачу топлива в цилиндры двигателя на всех режимах его работы;
- обладать высокими экологическими качествами;
- обеспечивать надежный пуск и полноту сгорания топлива;
- иметь минимальную склонность к образованию нагара и агрессивных продуктов;
- иметь хорошую моющую способность;
- сохранять свои свойства при транспортировке и хранении;
- не содержать механических примесей и воды.

Нормируемые физико-химические свойства топлива

Фракционный состав. Фракцией топлива называют его часть, выкипающую в определенном диапазоне температур. Фракционный состав топлива характеризуется количеством отдельных фракций, выраженных в процентах к общему объему.

Фракционный состав оказывает влияние на расход топлива, дымность отработавших газов, пуск двигателя, износ трущихся деталей, нагарообразование и закоксовывание форсунок, пригорание поршневых колец. Чувствительность рабочего процесса дизеля к фракционному составу топлива во многом зависит от типа смесеобразования в двигателе. Чем выше давление, температура и интенсивность движения заряда в камере сгорания двигателя, тем меньше сказывается влияние фракционного состава топлива на процесс сгорания.

Применение дизельного топлива с тяжелым фракционным составом приводит к увеличению расхода топлива, ухудшению пуска двигателя, повышению нагарообразования и закоксовыванию форсунок, повышенному износу деталей, увеличению дымности отработавших газов.

С облегчением фракционного состава топлива снижается цетановое число, уменьшается вязкость топлива, возрастает износ топливopодающей аппаратуры, увеличивается жесткость работы дизеля, улучшаются пусковые свойства дизеля.

Фракционный состав топлива характеризует его испаряемость, т.е. способность топлива переходить из жидкого состояния в газообразное. Наиболее важными точками фракционного состава являются температуры

выкипания 10, 50, 90 и 96 % топлива. Температура выкипания 10 % топлива характеризует наличие легких фракций, которые определяют его пусковые свойства. За температуру начала кипения ($t_{нк}$) принимают температуру пара, соответствующую падению в холодильник стандартного прибора первой капли конденсата. Для нормального запуска холодного двигателя необходимо, чтобы температура выкипания 10 % топлива была не выше 140–160 °С. Температура выкипания 50 % топлива (средняя испаряемость) характеризует рабочие фракции топлива, которые обеспечивают прогрев, приемистость и устойчивость работы двигателя, а также плавность перехода с одного режима на другой. Для обеспечения нормальной работы двигателя эта точка должна лежать в пределах 250–280 °С. Полнота испарения топлива в двигателе характеризуется температурой выкипания 90 % топлива. При слишком высоких значениях этой температуры хвостовые фракции не успевают испаряться, остаются в жидкой фазе в виде капель и пленки, которые, стекая по стенкам цилиндра, приводят к повышенному нагарообразованию, разжижению масла и форсированному износу. Температура выкипания 90 % топлива должна быть в пределах 300–320 °С. Температура отгона 96 % топлива практически соответствует концу разгонки и для дизельных топлив находится в пределах 330–360 °С.

За температуру конца кипения ($t_{кк}$) для дизельных топлив принимают температуру выкипания 96 % топлива.

Групповой химический состав показывает содержание в процентах различных групп углеводородов в составе топлива. Дистиллятные топлива содержат около 30–55 % предельных, 5–15 % нафтеновых, 30–50 % ароматических углеводородов.

Групповой химический состав топлива позволяет качественно оценить способность топлива к самовоспламенению.

Теплота сгорания. Это количество теплоты, которое выделяется при сгорании 1 кг топлива. Теплота сгорания углеводородных топлив лежит в пределах $Q_n = 39800\text{--}44000$ кДж/кг.

Плотность. Под плотностью топлива ρ_t подразумевают отношение массы топлива к занимаемому объему. В международной системе единиц (СИ) плотность выражается в кг/м³.

Плотность нефтепродуктов определяют при температуре 20 °С и относят к плотности воды при 4 °С. Поэтому плотность нефтепродуктов принято обозначать через ρ_t^{20} , которая является нормируемой безразмерной величиной.

Плотность используется для перевода объемного расхода нефтепродуктов в массовый расход. Изменение плотности от изменения температуры вызывает изменение цикловой подачи топлива и, как следствие, приводит к изменению мощности дизеля.

Вязкость. В любой жидкости под влиянием внешней силы происходит перемещение молекул вещества относительно друг друга. Возникающее при этом трение между молекулами, т.е. внутреннее сопротивление этому перемещению, называется внутренним трением или вязкостью.

Вязкость является важнейшей физической константой топлив, характеризующей степень их текучести по трубопроводам.

Для оценки вязкостных свойств топлив пользуются единицами динамической, кинематической, удельной и условной вязкости.

В табл. 3.1 приведены основные характеристики стандартных дизельных топлив (летнее, зимнее и арктическое). Топливо УФС соответствует дизельному топливу с повышенным содержанием легких фракций. Опыт применения УФС показывает, что его использование для среднеоборотных тепловозных дизелей вызывает повышенное дымление и снижение технико-экономических показателей в среднем на 5 %.

Таблица 3.1

Основные характеристики дизельного топлива для транспортных дизелей

Показатель	Л	З	А	УФС
Цетановое число не менее	45	45	45	45
Фракционный состав, С не выше:				
50% (об.)	280	280	255	290
96% (об.)	360	340	330	
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм ² /с	3,0–6,0	1,8–5,0	1,5–4,0	3,0–6,5
Температура, °С, не выше:				
- застывания;	-10	-3/-45		0
- помутнения	-5	-2/-35	-55	5
Температура вспышки в закры- том тигле, °С, не ниже:				
для тепловозных и судовых ди- зелей;	62	40	35	61
для дизелей общего назначения	40	35	30	40
Содержание меркаптановой се- ры, %, не более:	0,01	0,01	0,01	0,01
Содержание серы, %, не более:				0,2–0,5
Испытания на медной пластинке	Выдерживает			
Содержание фактических смол, мг/100 см ³ , не более	40	30	30	
Кислотность, мг КОН/100 см ³ , не более	5	5	5	5
Йодное число, г /100 г, не более	6	6	6	6
Зольность, %, не более	0,01	0,01	0,01	0,01
Коксуемость 10 %-ного остатка, не более	0,30	0,30	0,30	0,30
Коэффициент фильтруемости, не более	3	3	3	3
Плотность при 20 °С, кг/м ³ , не более	860	840	830	860

Топливо с пониженным содержанием легких фракций относительно стандартного наиболее перспективно, так как улучшает свойства двигателя и позволяет увеличить технико-экономические показатели в среднем до 5 %. Наиболее целесообразно применять указанное топливо на режимах малых нагрузок и холостого хода. Основные характеристики топлива с пониженным содержанием легких фракций (ДТПЛФ) приведены в табл. 3.2.

С целью дополнительного улучшения процессов сгорания, уменьшения вредных выбросов, снижения нагароотложения на узлах цилиндропоршневой группы и распылителях форсунок применяются топливные присадки: СП-2, НТ-204У, ВНИИНП- 101 (Россия), F-11 (Франция), Перолин-622ДЕ, Dodiflow 3905 (ФРГ), Dipetane (Ирландия), Адизоль Т-4 (Россия, Финляндия) и другие.

Таблица 3.2

Основные показатели топлив с пониженным содержанием легких фракций

Наименование показателя	Содержание серы, %	
	0,2	1,0
Цетановое число, не менее	45	40
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм ² /с, не более	10,0	12,0
Температура застывания, °С, не ниже	+5	+5
Температура вспышки, определяемая в закрытом тигле, °С, не ниже	40	40
Массовая доля серы в топливе, %, не более	0,2	0,5
Содержание сероводорода	Отсутствует	
Испытание на медной пластинке	Выдерживает	
Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствует	
Кислотность, мгКОН на 100 см ³ топлива, не более	5	5
Зольность, %, не более	0,01	0,05
Коксуемость 10 % остатка, %, не более	0,30	1,0
Цвет в единицах ЦНТ, не более	2,0	Не норм.
Содержание механических примесей	Отсутствует	
Содержание воды	Отсутствует	
Плотность при 20 °С, кг/м ³ , не более	860	

Опыт их использования показывает, что добавление до 1 % присадки в топливо позволяет достичь экономии дизельного топлива до 10 %, снизить выброс окислов углерода на 20 % и окислов азота на 10–15 %.

3.2.3 Смесеобразование, наддув и сгорание в дизелях

Для эффективного сгорания топлива процесс подачи должен удовлетворять следующим требованиям:

- осуществлять подачу топлива в цилиндр до ВМТ (за 5...30° п.к.в.);

- обеспечивать продолжительность впрыска в пределах $20 \dots 45^\circ$ п.к.в.;
- впрыскивать топливо в мелкодисперсной фазе со скоростью, достаточной для распределения капель топлива по камере сгорания;
- обеспечивать подачу топлива в количестве, соответствующем скоростному и нагрузочному режимам работы дизеля.

Для оценки параметров процесса впрыска топлива пользуются дифференциальными и интегральными характеристиками впрыскивания (рис. 3.5).

Дифференциальная характеристика (кривая 1) – это зависимость объемной скорости подачи топлива из распылителя форсунки от угла поворота (φ) коленчатого вала дизеля.

Интегральная характеристика (кривая 2) – это зависимость количества (объема) поступившего топлива к рассматриваемому углу поворота коленчатого вала дизеля.

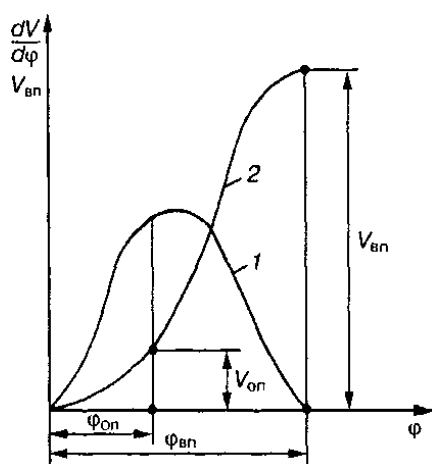


Рис. 3.5. Дифференциальная (1) и интегральная (2) характеристики впрыска

Струя распыленного топлива характеризуется следующими показателями: длиной $L_{ст}$, шириной $B_{ст}$, углом конуса распыленного топлива $\varphi_{ст}$ и средним диаметром капли ($d_{ст}$) распыленного топлива (рис. 3.6).

В поперечных сечениях струи скорость движения капель и их количество возрастают по мере приближения к оси струи.

Мелкодисперсность и однородность распыливания зависят от конструктивных параметров топливной аппаратуры (диаметра плунжера, профиля топливного кулачка, суммарной площади распыливающих отверстий), регулировки топливной аппаратуры и режима работы дизеля.

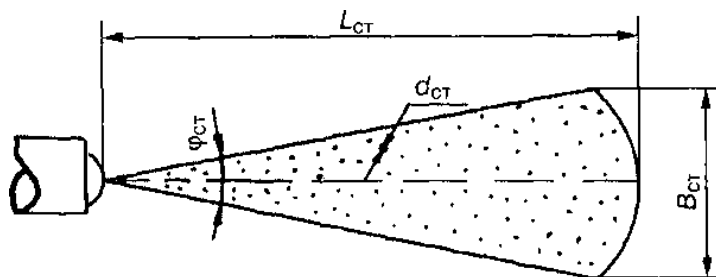


Рис. 3.6. Характеристика струи распыленного топлива

Процесс смесеобразования

В дизелях смесеобразование происходит внутри цилиндра. В газодизелях основная часть топлива – газ – подается через наддувочный коллектор, а небольшая порция дизельного топлива (запальная порция) впрыскивается в цилиндр и обеспечивает воспламенение и сгорание газа.

Процессы смесеобразования в дизелях включают в себя распыливание топлива и развитие топливного факела, прогрев, испарение, перегрев топливных паров и смешение их с воздухом.

Смесеобразование начинается практически в момент начала впрыскивания топлива и заканчивается одновременно с концом его сгорания. Развитие и совершенство смесеобразования определяются характеристиками впрыскивания и распыливания, скоростями движения заряда в камере сгорания, свойствами топлива и заряда, формой, размерами и температурами поверхностей камеры сгорания, взаимным направлением движения топливных струй и заряда. Степень влияния отдельных факторов зависит от типа камеры сгорания.

Если топливо распыливается в камере сгорания, то смесеобразование называют объемным. Оно осуществляется в однополостных (неразделенных) камерах сгорания, имеющих малую глубину и большой диаметр, характеризуемый безразмерной величиной – отношением диаметра камеры сгорания к диаметру цилиндра: $d_{к.с.}/D = 0,75...0,85$.

При объемном способе смесеобразования существует несколько групп форм камер сгорания (рис. 3.7).

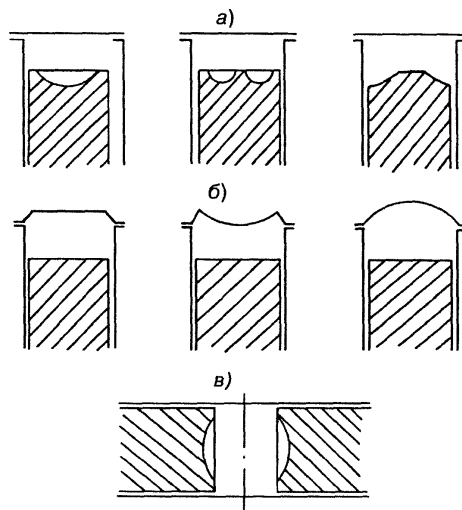


Рис. 3.7. Формы камер сгорания:

- а) камера сгорания с выемкой в поршне; б) камера сгорания с выемкой в крышке цилиндров; в) камера сгорания между поршнями

При объемном способе смесеобразования прогрев и испарение топлива происходят в основном за счет высокой температуры рабочего тела, охваченного струями топлива. Скорость испарения зависит от упругости паров топлива и распределения капель топлива в объеме камеры сгорания. Угол рассеивания топливных струй находится в пределах $\gamma_{см} = 20^\circ$.

Величина проходного сечения μf_c определяется типом и размерами дизеля, величиной наддува. Средний диаметр капли распыленного топлива зависит от μf_c и величины давления впрыска топлива, которое обеспечивается в пределах 20–40 МПа.

Объемно-пленочный способ и разделенные формы камер сгорания в локомотивных энергетических установках не используются.

Рассмотрим суть явлений, происходящих в цилиндре двигателя на основе анализа индикаторных диаграмм (рис. 3.8). Весь период сгорания условно можно разбить на четыре фазы.

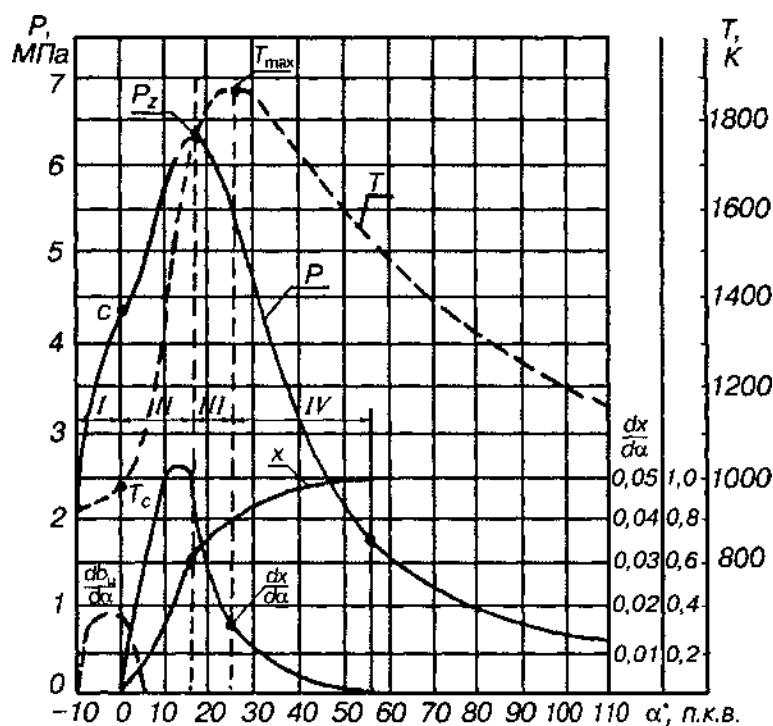


Рис. 3.8. Фазы сгорания топлива

Первая фаза называется периодом задержки воспламенения топлива (т). Охватывает промежуток времени от момента подачи топлива в цилиндр до момента отрыва кривой давления от политропы сжатия (точка Q).

Период задержки воспламенения включает в себя время, необходимое для распада струй на капли, продвижения капель по объему камеры сгорания, прогрева, испарения и смешения топливных паров с воздухом, а также время подготовки химических реакций. Неоднородность смеси положительно влияет на развитие воспламенения, так как предопределяет существование в каких-то зонах условий, наиболее благоприятных для воспламенения по составу смеси и ее температуре.

Если период задержки воспламенения больше продолжительности впрыскивания, все топливо подается в цилиндр до начала воспламенения, большая часть его успевает испариться и смешаться с воздухом.

На период задержки самовоспламенения влияют следующие факторы:

Воспламеняемость. Чем больше цетановое число, тем лучше воспламеняемость топлива, тем короче период τ . На склонность топлива к самовоспламенению можно влиять путем добавки высокооктановых присадок.

Параметры рабочего тела. Увеличение давления и температуры заряда в начале впрыскивания топлива сокращает τ . Применение наддува, особенно без промежуточного охлаждения воздуха, повышение степени сжатия, уменьшение угла опережения впрыскивания до определенного значения способствуют уменьшению τ . При эксплуатации в результате увеличения утечек заряда через неплотности давление и температура заряда в конце сжатия снижаются, что вызывает удлинение τ .

Согласование формы камеры сгорания и характеристик впрыскивания. Равномерное распределение капель распыленного топлива путем направленного движения заряда, ускорение развития топливных струй до определенного предела способствуют сокращению τ .

Изменение нагрузки. В зависимости от конструкции топливного насоса τ изменяется по-разному. Если начало подачи в зависимости от нагрузки не изменяется, то τ незначительно удлиняется при уменьшении нагрузки в связи со снижением давления и температуры заряда в момент начала впрыскивания топлива. Если же при уменьшении нагрузки начало впрыскивания топлива запаздывает, то возможно сокращение τ вследствие увеличения давления и температуры заряда в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива.

Увеличение частоты вращения. Увеличение n приводит к возрастанию скорости сжатия заряда, улучшению распыливания топлива и повышению давления и температуры заряда в момент начала впрыскивания топлива. Все это способствует сокращению τ с ростом n .

Вторая фаза называется периодом начального горения. Охватывает промежуток времени от момента отрыва кривой давления (точка С) до момента достижения в цилиндре максимального давления. Процесс характеризуется взрывообразным воспламенением той части топлива, которая поступила в течение τ .

На развитие и длительность второй фазы сгорания влияют следующие факторы.

Количество и состояние топлива, поданного в цилиндр за τ и подаваемого в течение второй фазы сгорания. Чем меньше распыливаются и быстрее охватывают объем заряда первые порции впрыскиваемого топлива, тем интенсивнее тепловыделение и нарастание давления во второй фазе.

Скорость движения заряда способствует интенсификации тепловыделения. При сильном перезавихрении уменьшается количество теплоты.

От типа камеры сгорания существенно зависит характер развития второй фазы сгорания в связи с влиянием его на длительность τ , а также на количество ТВС, подготовленной к воспламенению за τ и после начала воспламенения.

Третья фаза называется периодом основного горения. Охватывает промежуток времени от момента достижения в цилиндре максимального давления до момента достижения в цилиндре максимальной температуры.

Начало третьей фазы связано с интенсивным тепловыделением. На развитие третьей фазы сгорания оказывают влияние следующие факторы.

Качество распыливания и количество топлива, впрыскиваемого после начала сгорания. Если впрыскивание топлива завершается до начала третьей фазы, то количество теплоты, выделяемой в этой фазе, невелико. Это имеет место, в частности, при малых нагрузках дизеля.

Наддув увеличивает тепловыделение. При наддуве количество теплоты, выделяемой в течение третьей фазы, может превышать количество теплоты, выделяемой в течение второй фазы. Высокими при этом оказываются также скорости тепловыделения. С повышением степени наддува длительность третьей фазы и тепловыделение за этот период возрастают.

При увеличении частоты вращения подача и распыливание топлива интенсифицируются, а скорость движения заряда повышается вследствие увеличения n . Продолжительность третьей фазы по времени сокращается, а в градусах может незначительно возрасти.

Четвертая фаза называется периодом догорания топлива. Охватывает промежуток времени от момента достижения в цилиндре максимальной температуры до полного окончания тепловыделения.

В этой фазе происходит сгорание при малой скорости смещения, так как основная часть топлива и окислителя уже израсходована. При благоприятных условиях происходит достаточно полное выгорание сажи, образовавшейся в течение предыдущих фаз сгорания.

На развитие четвертой фазы сгорания влияют следующие факторы.

Турбулентные пульсации заряда увеличивают вероятность своевременного контакта между частицами топлива и окислителя и обеспечивают своевременное завершение сгорания.

Чем больше максимальный диаметр каплей, тем длительнее процесс догорания топлива. Подвпрыскивание вызывает недопустимое затягивание процесса сгорания и образования сажи. Ухудшается надежность работы дизеля вследствие закоксовывания распыливающих отверстий.

Наддув приводит к некоторому затягиванию процесса догорания топлива вследствие увеличения продолжительности впрыскивания, а нередко и ухудшения распределения топлива по объему камеры сгорания.

Наддувом называется способ увеличения мощности двигателя путем создания избыточного давления воздуха перед впускными органами двигателя и увеличения за счет этого подачи топлива в цилиндры.

Механический наддув осуществляется воздушным компрессором (объемным или центробежным), приводимым в движение от коленчатого вала двигателя посредством зубчатой передачи.

Механический наддув обеспечивает хороший пуск двигателя и удовлетворительную его приемистость.

Недостатком механического наддува является ухудшение экономичности двигателя вследствие значительных затрат мощности на привод воздушного компрессора, а также ограничением уровня наддува до умеренных значений. Наиболее распространен механический наддув на двигателях 2Д100, где в качестве воздушного компрессора используется объемный роторно-зубчатый нагнетатель, который приводится во вращение от верхнего коленчатого вала посредством повышающей зубчатой передачи.

Газотурбинный наддув. Газотурбинным наддувом называется способ принудительного сжатия и подачи воздуха в цилиндры двигателя посредством использования энергии отработавших газов двигателя.

В качестве агрегата наддува в таких двигателях используется турбокомпрессор, сочетающий в себе два агрегата (газовую турбину и воздушный компрессор), соединенные единым валом.

В процессе работы двигателя отработавшие газы через выпускной коллектор направляются в газовую турбину и, совершая работу на лопатках рабочего колеса, приводят во вращение общий вал турбокомпрессора. Рабочее колесо воздушного компрессора, связанное с общим валом, вращаясь, обеспечивает забор воздуха из окружающей среды и одновременное его сжатие. Сжатый воздух поступает в цилиндр двигателя через впускной клапан или продувочные окна.

Комбинированный наддув. Данный способ наддува объединяет предыдущие два – механический и газотурбинный. При этом последовательно объединяются турбокомпрессор, образуя первую ступень наддува, и центробежный приводной нагнетатель, образуя вторую ступень наддува. Комбинированный наддув применяется в основном в 2-тактных дизелях большой мощности.

3.2.4 Принципиальные схемы и основы расчета локомотивных газотурбинных установок

Газотурбинный двигатель представляет собой разновидность теплового двигателя, в котором происходит непрерывное превращение энергии сгоревшего топлива в механическую работу. Такой двигатель должен состоять по меньшей мере из четырех основных элементов: нагревателя, в котором теплота Q_1 передается рабочему телу; расширительной машины, где за счет снижения температуры и давления рабочего тела совершается полезная работа L_p ; холодильника, отдающего часть неиспользованной теплоты во внешнюю среду Q_2 , и компрессорной машины, возвращающей рабочее тело в исходное состояние (рис. 3.9). Так как двигатель автономен, то работа сжатия L_c совершается за счет части работы расширения L_p . Роль холодильника выполняет атмосферный воздух.

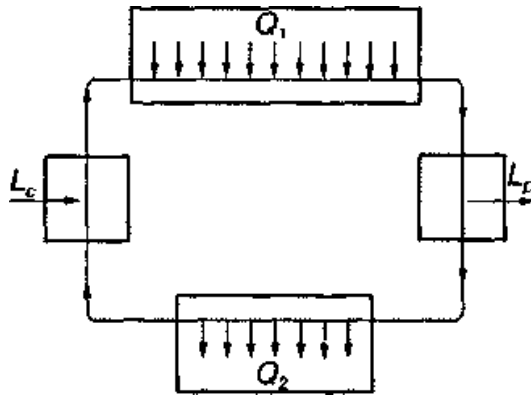


Рис. 3.9. Принципиальная схема работы теплового двигателя

В газотурбинном двигателе все элементы обеспечения рабочего цикла разобщены, что открывает широкие возможности для совершенствования энергетических показателей каждого из этих элементов и процессов, происходящих в них. В результате газотурбинные двигатели, или, как их иногда называют, газотурбинные установки, можно создавать по многообразным конструктивным и термодинамическим схемам.

Ниже рассмотрены только те схемы газотурбинных установок, которые либо уже использованы, либо имеют реальную перспективу использования в условиях железнодорожной тяги поездов. Простейшая схема одновальной газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении представлена на рис. 3.10.

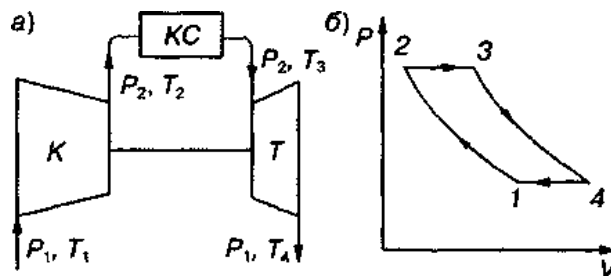


Рис. 3.10. Одновальный газотурбинный двигатель:
а) схема; б) цикл в координатах $T-S$

Компрессор засасывает атмосферный воздух и сжимает его, в результате чего повышаются его давление и температура. Далее воздух поступает в камеру сгорания КС, где он перемешивается с поступившим топливом и происходит его сгорание. Этот процесс происходит в непрерывно движущемся потоке почти изобарно, т.е. при постоянном давлении. Из камеры сгорания выходит смесь высоконагретого сжатого воздуха и продуктов сгорания топлива, т.е. рабочим телом цикла становится уже некоторый газ с физическими параметрами, существенно отличными от параметров чистого воздуха. Температура газов на выходе из камеры сгорания достигает $750-850\text{ }^{\circ}\text{C}$, т.е. на входе в турбину они обладают значительно боль-

шим запасом энергии по сравнению с тем, чем располагал воздух после сжатия его в компрессоре ($T_3 \gg T_2$). В газовой турбине T происходит адиабатное расширение рабочего тела, возникают вращающий момент на лопатках и работа на валу двигателя, часть которой отдается компрессору, а остальная – внешнему потребителю.

Важнейшая особенность всякого газового или воздушного цикла состоит в том, что во всех стадиях кругового процесса рабочее тело не изменяет однофазности состояния и является сжимаемым. Поэтому величина работы сжатия очень велика и соизмерима с работой расширения. Так, в тепловозном газотурбинном двигателе при умеренных термодинамических параметрах компрессор потребляет 70–75 % мощности, развиваемой турбиной, и только 25–30 % мощности полезно используется потребителем.

Схема и теоретический цикл в координатах $T-S$ газотурбинной установки с регенерацией теплоты приведены на рис. 3.11.

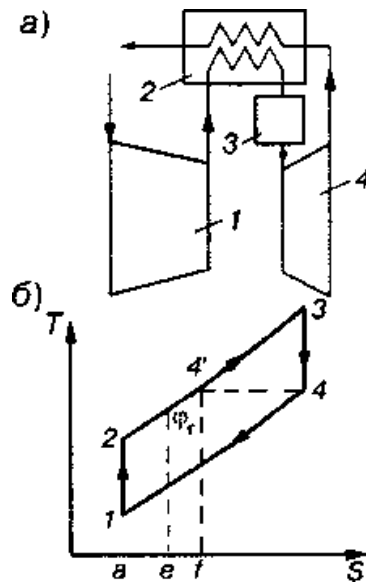


Рис. 3.11. Газотурбинная установка с регенерацией:
а) схема; б) цикл в координатах $T-S$

Воздух, сжатый в компрессоре 1 , прежде чем попасть в камеру сгорания 3 , проходит через теплообменник-регенератор 2 , где нагревается за счет теплоты газов, покидающих турбину 4 . Далее в камере сгорания сжатый воздух подогрывается до заданной температуры и в газовой турбине, расширяясь, совершает работу. Очевидно, что максимально нагреть воздух в регенераторе возможно лишь до температуры выпускных газов T_4 .

Принципиальная схема и теоретический цикл в координатах $P-V$ и $T-S$ газотурбинной установки с промежуточным охлаждением и двумя подводами теплоты показаны на рис. 3.12. Обращает на себя внимание серьезное усложнение машины – необходима двухкаскадная система компрессоров, камер сгорания и газовых турбин.

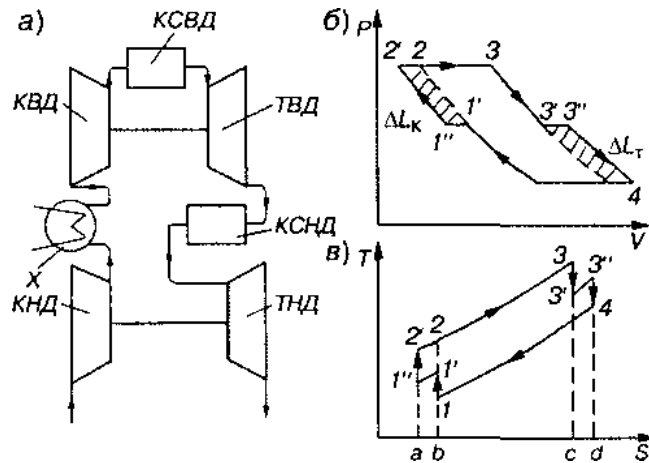


Рис. 3.12. Газотурбинная установка с промежуточным охлаждением и дополнительным подводом теплоты:

а) схема; б) цикл в координатах P - V ; в) цикл в координатах T - S

Термодинамический расчет – это первый этап в проектировании двигателя. Прежде всего на основе термодинамического и технико-экономического анализов выбирают принципиальную схему и основные параметры машины. Дальнейшее исследование величин КПД и удельной работы цикла определяют важнейшие расчетные характеристики цикла – секундный расход воздуха, температуры и давления на границах отдельных процессов, необходимые для последующего детального расчета турбомашин, камер сгорания, теплообменных аппаратов, газовых и воздушных коммуникаций двигателя.

Для термодинамического расчета удобно располагать аналитическим выражением КПД и удельной работы действительного цикла. Однако в отличие от теоретического математическое описание действительного цикла должно учитывать внутренние необратимые потери в турбомашине, гидравлическое сопротивление в газоздушном тракте, изменение количества и физических свойств рабочего тела (воздуха) при непосредственном сгорании в нем топлива.

Для транспортных газотурбинных установок переменные режимы работы имеют преимущественный характер. Это особенно относится к тяговым турбинам, жестко (механически или электрически) связанным с движущими колесами локомотива, когда частота вращения изменяется от нуля до максимальной и наоборот. Показатели турбин в этих условиях имеют очень важное значение.

Если предположить неизменной угловую скорость ω , что соответствует постоянству расхода и термодинамических параметров рабочего тела, то отклонение ω/ω_0 от расчетной величины будет связано только с изменением ω , т.е. частоты вращения турбины. Это значит, что лишь в одном расчетном режиме по частоте вращения турбина обеспечивает максимальный КПД и полную мощность.

Как правило, переменный режим работы турбины характеризуется не только изменением частоты вращения, но и термодинамических параметров рабочего тела, т.е. удельного и полного теплоперепада.

Характерно, что газовая турбина может изменять свою пропускную способность, т.е. через проточную часть в определенных условиях может пройти большее количество газа сравнительно с расчетным.

Если турбина используется в качестве силовой на локомотиве, то для образования тяговой характеристики важное значение имеет относительное изменение момента (рис. 3.13) сравнительно с расчетным (в общем случае режимы максимального КПД N и максимальной мощности N не совпадают).

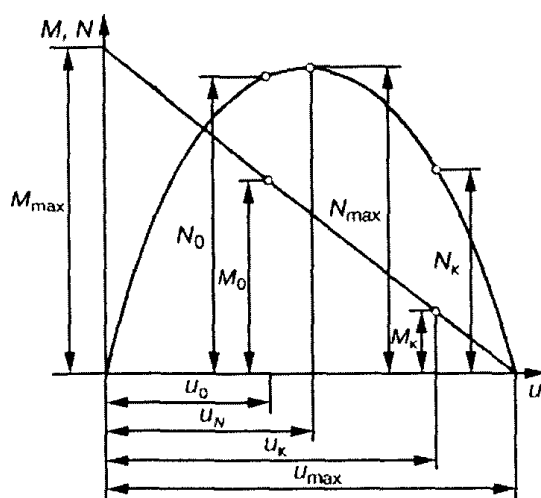


Рис. 3.13. Зависимость мощности и вращающего момента на венце ступени от изменения окружной скорости

Турбомашины, и особенно компрессоры, обеспечивают номинальные параметры в одной расчетной точке. Работа же локомотивных силовых установок характеризуется резко переменными режимами.

В турбинах в связи с конфузторным течением потока в каналах КПД достаточно устойчив, и оказывается возможным составить приближенную аналитическую зависимость параметров рабочего тела от расхода. В компрессорах диффузорный характер течения обуславливает большую неустойчивость всех характеристик. Более того, в определенной области нагрузок работа компрессора становится неустойчивой — возникает помпаж колебания давления и скорости потока, запираение потока и выброс воздуха во всасывающий патрубок. Поле характеристик компрессора представляют в виде универсальной диаграммы (рис. 3.14), получаемой экспериментальным путем. Термодинамический и газодинамический расчеты двигателя увязывают между собой номинальные параметры турбомашин (точка A). Несколько сложнее определение и изображение переменных режимов и переходных процессов.

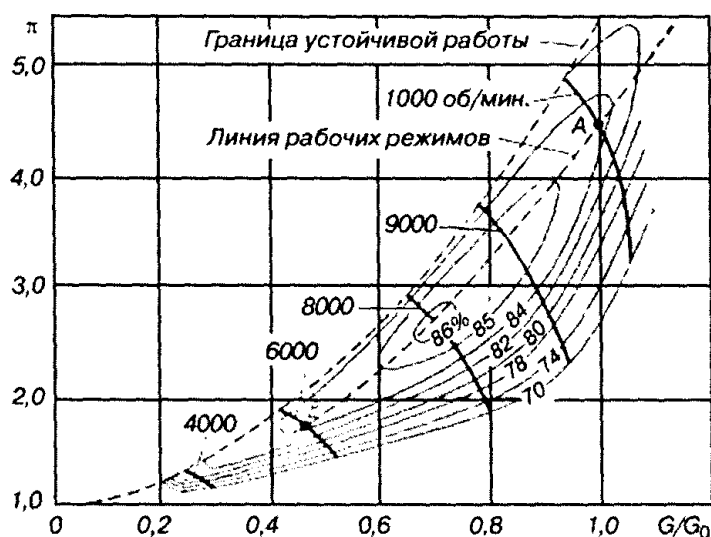


Рис. 3.14. Характеристика осевого компрессора и режимы совместной работы с газовой турбиной

Получение долевых мощностей установки определяется программой регулирования. Наиболее выгодным в термодинамическом отношении является количественное регулирование, когда температура и давление сохраняются неизменными, а необходимая мощность находится в зависимости только от величины расхода рабочего тела. В газотурбинных установках такое регулирование осуществить не удастся, и это связано прежде всего с тем, что кривая максимальной расчетной температуры даже при сравнительно небольших отклонениях по мощности пересекает линию помпажа. В результате получение частичных мощностей достигается изменением всех параметров процесса и линия рабочих режимов сходна с кривой *AB*, точку *B* рассматривают как режим холостого хода.

Особенности динамики вождения поездов предъявляют к газотурбинному двигателю определенные требования по приемистости, т.е. по времени набора и сброса нагрузки. Исследования показывают, что расход топлива на холостом ходу прямо пропорционален частоте вращения вала турбокомпрессора. Поэтому по экономическим соображениям целесообразно, чтобы диапазон частот вращения вала двигателя был как можно большим. Вместе с тем это находится в определенном противоречии с требованиями приемистости.

3.2.5 Динамика поршневых и комбинированных ДВС

Механизмы, применяемые в двигателях внутреннего сгорания, весьма разнообразны: рычажные, кулачковые, зубчатые, винтовые с гидравлическими, электрическими и пневматическими устройствами и многие другие. Наиболее широко используют преобразование возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала, осуществляемое кривошипно-шатунным механизмом (КШМ).

Основные типы КШМ

Аксиальный или тронковый (рис. 3.15) КШМ состоит из поршня в сборе с кольцами, поршневого пальца, сочленяющего поршень с шатуном L , и кривошипа коленчатого вала 5. Рабочая полость образована в надпоршневом пространстве, закрытом крышкой 1.

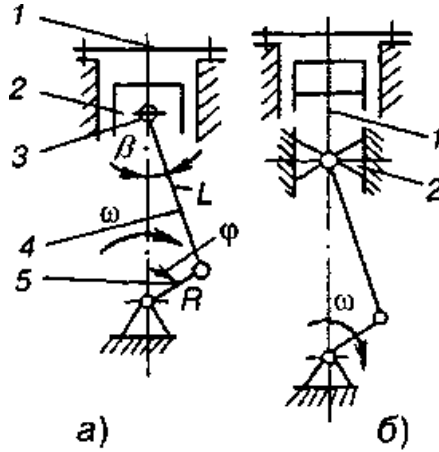


Рис. 3.15. Аксиальный кривошипно-шатунный механизм:
 а) центральный; б) с крейцкопфом и штоком

Смещенный или дезаксиальный КШМ (ось коленчатого вала смещена на некоторое расстояние относительно оси верхней головки шатуна). Дезаксиал можно получить смещением оси коленчатого вала (рис. 3.16, а) или смещением центра верхней головки шатуна относительно оси цилиндра (рис. 3.16, б).

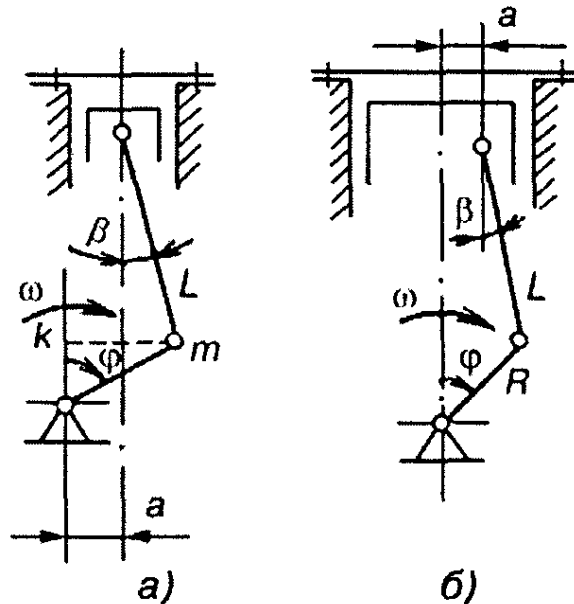


Рис. 3.16. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм:
 а) со смещением оси коленчатого вала;
 б) со смещением оси верхней головки шатуна

В V-образных двигателях (рис. 3.17) применена схема КШМ с прицепным шатуном. Шатун, соединенный с шейкой кривошипа, называют главным 5, а шатун, шарнирно соединенный с нижней головкой главного шатуна через прицеп 4, – прицепным 3. Поршни соответственно называют главным 1 и прицепным, или боковым 2. Возможна схема КШМ в V-образных двигателях с шатунами, расположенными рядом на шатунной шейке коленчатого вала или с вильчатым или центральным шатуном.

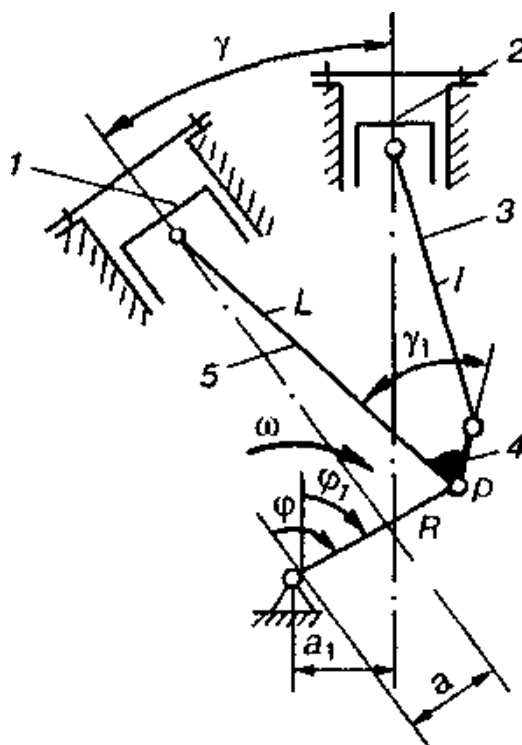


Рис. 3.17. Кривошипно-шатунный механизм с прицепным шатуном

В тепловозных дизелях наиболее распространенными являются КШМ с центральным и прицепным шатунами.

В кривошипно-шатунном механизме двигателя действуют силы и моменты, возникающие от давления газа на поршень и от сил инерции масс движущихся деталей. Знание этих сил при работе двигателя на различных режимах необходимо: для расчета деталей на прочность; для расчета подшипников; для определения степени уравновешенности двигателя, характера и величины колебательных явлений; оценки износов деталей; при анализе причин повреждений их в эксплуатации и т.д.

Величины этих усилий и характер их изменения определяются с использованием уравнений кинематики и динамики КШМ двигателя. Эти уравнения позволяют установить положение поршня в цилиндре для любого угла поворота коленчатого вала.

При рассмотрении кинематики КШМ предполагают, что угловая скорость коленчатого вала постоянна, хотя в действительности из-за неравномерности вращающего момента на коленчатом валу она изменяется в допустимых пределах, не влияющих на качество расчетов.

Величины сил и моментов, действующих в поршневом двигателе внутреннего сгорания, определяются силами от давления газов в цилиндрах, силами инерции поступательно и вращательно движущихся частей P_j , силами трения и силами полезного сопротивления на коленчатом валу, а также силами тяжести КШМ и массой двигателя M (рис. 3.18).

Сила от давления газов P_z , являющаяся внутренней, уравнивается в самом двигателе и на опоры не передается.

Сила P_j приложена к центру возвратно-поступательно движущихся масс и направлена вдоль оси цилиндра. Она через подшипники коленчатого вала действует на остов двигателя, вызывая его вибрацию на опорах в направлении оси цилиндра.

Центробежная сила C от вращающихся масс направлена по радиусу кривошипа в средней его плоскости. Воздействуя через опоры коленчатого вала на остов двигателя, она вызывает колебания последнего на опорах в направлении кривошипа.

Эффективный момент M_e , передаваемый через вал потребителю, вызывает равный по величине, но противоположный по направлению реактивный момент M_p , который, действуя на остов в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала, передается на опоры двигателя и вызывает колебания остова в этой плоскости.

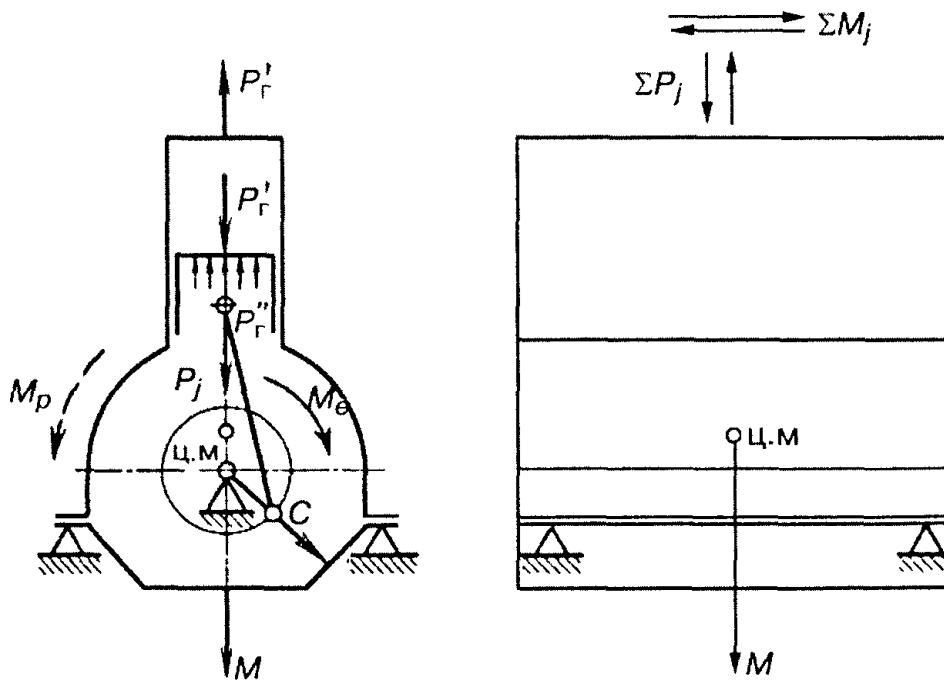


Рис. 3.18. Силы и моменты, действующие в двигателе

Силами трения и тяжести обычно пренебрегают ввиду их относительно малой величины.

За рабочий цикл силы P_j , P_z , а также моменты M_e , M_p изменяются как по величине, так и по направлению. Центробежная сила C от вращающихся

ся масс изменяется только по направлению. В результате действия сил и моментов нагружаются детали и остов двигателя.

Поэтому задачей динамического расчета двигателя является определение величин и характера изменения по углу поворота кривошипа сил и моментов, действующих в двигателе за рабочий цикл, которые необходимы для расчета деталей на прочность и износостойкость.

При определении сил и моментов целесообразно пользоваться их удельными величинами, отнесенными к единице площади поршня. Удельные силы и моменты удобно использовать не только при расчетах двигателя, но и для сравнительной оценки его нагруженности по отношению к другим существующим двигателям. Величину полной силы (момент) получают умножением значения удельной силы на площадь поршня.

3.3 Эксплуатация локомотивных энергетических установок

3.3.1 Режимы работы дизелей

Режим работы двигателей определяется частотой вращения коленчатого вала (n_d), положением регулирующего органа (рейки топливного насоса высокого давления ТНВД) и тепловым состоянием силовой установки.

В эксплуатации режимы работы локомотивных энергетических установок отличаются большим разнообразием из-за различного рода службы тепловозов, веса поездов, профиля пути, климатических условий и технического состояния локомотива.

К числу основных режимов, имеющих место в эксплуатации, можно отнести следующие: установившийся (стационарный) и неуставившийся (нестационарный) режимы; переходный режим при пуске двигателя, разгоне, наборе и сбросе нагрузки; режим холостого хода; номинальный, частичный нагрузочный и скоростной режимы.

Комбинированный двигатель внутреннего сгорания должен надёжно работать в широком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала (n_d) и мощности (N_e) (крутящего момента). Этот диапазон определяется: допустимыми условиями работы двигателя и потребителя и может быть ограничен различными факторами: тепловой и механической напряженностью деталей двигателя; условиями протекания рабочего процесса и совместной работы турбокомпрессора и поршневой части и др. Минимально допустимый скоростной режим определяется условиями устойчивой работы двигателя.

При установившемся режиме крутящий момент на коленчатом валу двигателя равен суммарному моменту сопротивления, а положение регулирующего органа, частота вращения и тепловое состояние двигателя не изменяются во времени.

При неустановившемся режиме двигатель вырабатывает энергию, меньшую или большую той, которая необходима для преодоления внешней нагрузки. При неустановившемся режиме могут изменяться во времени внешняя нагрузка, частота вращения, положение регулирующего органа и тепловое состояние дизеля. Возможны неустановившиеся режимы при неизменном положении регулирующего органа или частоты вращения.

Под переходным процессом (режимом) понимают такой процесс, в течение которого происходит переход из одного исходного установившегося или неустановившегося режима на другой конечный установившийся или неустановившийся режим.

При скоростном режиме основные показатели дизеля изменяются в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (n_0). Нагрузочный режим представляет зависимости показателей дизеля от изменения нагрузки двигателя.

При номинальном режиме силовая установка работает при номинальной мощности, получаемой при номинальных значениях частоты вращения и цикловой подаче топлива.

Частичный режим характеризуется меньшей мощностью по отношению к номинальной и имеет широкий диапазон при уменьшении частоты вращения от номинального до минимального значений.

Режим холостого хода соответствует эксплуатации дизеля без внешней нагрузки.

Для энергетических установок магистральных и маневровых тепловозов характерны частые изменения режимов работы при циклическом изменении нагрузки: холостой ход – нагрузка – холостой ход (рис. 3.19). Даже при движении поезда по сравнительно несложному участку наблюдаются постоянные с интервалом 1–6 мин изменения режимов. При этом подача топлива увеличивается от 0 до 100 % и происходят резкие ее сбросы. В общем случае для магистральных тепловозов длительность работы дизеля на номинальном режиме не является определяющей, однако в общем балансе расхода топлива g_T основная доля приходится на работу в этом режиме и значительная доля – на неустановившихся режимах.

Для магистральных и маневровых тепловозов время работы силовых установок на номинальном режиме составляет 5...12 %, на холостом ходу 30...70 %, на неустановившихся режимах 16...45 %. При этом особенно часто изменяются режимы работы при эксплуатации дизелей маневровых тепловозов, которые большую часть времени эксплуатируются на неустановившихся режимах и режиме холостого хода.

Число переключений позиций контроллера управления локомотивом (смен режимов) за час работы для дизелей грузовых тепловозов в среднем составляет 50...60, пассажирских 110...115, маневровых до 130.

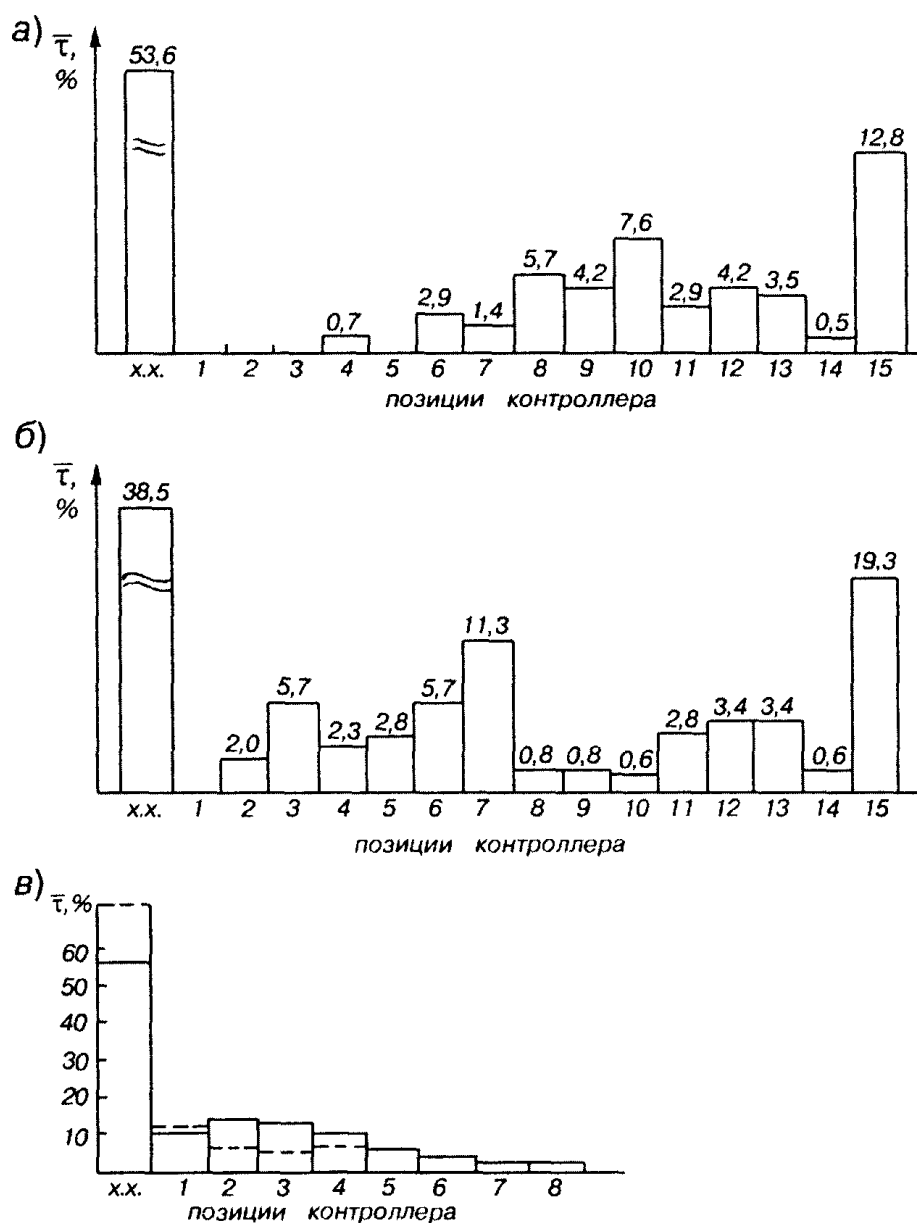


Рис. 3.19. Распределение времени работы тепловозов по позициям контрольного машиниста:

а) грузовой тепловоз 2ТЭ116; б) пассажирский тепловоз ТЭП70;

в) маневровый тепловоз ЧМЭЗ: _____ – работа на горке;

----- – при грузовом дворе

3.3.2 Неустановившиеся режимы и переходные процессы

Работа тепловозных дизелей в условиях эксплуатации характеризуется частыми и резкими изменениями скоростных и нагрузочных режимов. Эти изменения определяются скоростью движения поезда, профилем пути, массой состава, направлением и силой ветра, временем года и суток. Каждое изменение нагрузки сопровождается переходным процессом в двигателе. Как отмечалось выше, переходным называется процесс перехода из одного установившегося состояния в другое под влиянием управляющих

или возмущающих воздействий. Совокупность переходных процессов, следующих один за другим, называют неустановившимися режимами.

В зависимости от характера и величины изменения нагрузки и частоты вращения n_d переходные процессы можно разделить на два типа:

- переходные процессы, связанные со значительными изменениями нагрузки и частоты вращения n_d при переводах рукоятки контроллера машиниста из одного положения в другое;
- переходные процессы, связанные с колебаниями нагрузки при неизменном положении рукоятки контроллера.

Такие колебания возникают в связи с изменением внешних условий или мощности вспомогательных агрегатов силовой установки тепловоза (включение или выключение тормозного компрессора, вентиляторов охлаждающего устройства и т.д.).

Переходные процессы I типа возникают из-за изменения условий вождения, которые требуют изменения скоростного и нагрузочного режима двигателя путем перемещения рукоятки контроллера. Процессы II типа обусловлены изменением внешних условий, приводящих к возникновению незначительных несоответствий в системе силовая установка – потребитель, которые корректируются системой автоматического регулирования (САР) частоты вращения и мощности двигателя N_e без вмешательства машиниста и не играют существенной роли в ухудшении технико-экономических характеристик тепловозного дизеля.

Относительная продолжительность переходных процессов в эксплуатации (по отношению к общему времени работы), по данным ряда исследований, составляет для дизель-генераторов магистральных тепловозов 5–20 %, для маневровых 25–40 %. Эти данные получены при учете переходных процессов I типа, которые приводят к наиболее существенному ухудшению η_i , с учетом переходных процессов II типа их продолжительность увеличится.

Среди многообразия переходных режимов работы двигателя наибольшее значение имеют режимы, от которых зависит производительность или качество технологического процесса, осуществляемого энергетической установкой. Эти режимы являются определяющими. Как правило, они связаны с наибольшим изменением цикловых подач топлива. К таким режимам относят работу при разгоне локомотива с малой скорости движения до номинальной, работу дизель-генератора при приеме (набросе) нагрузки, работу двигателя после преодоления локомотивом повышенного сопротивления движению (сбросе нагрузки, пуск двигателя).

Режим пуска двигателя

Изучение процесса пуска дизеля представляет особый интерес по следующим причинам: необходимо обеспечить безотказный пуск двигателей в любых условиях эксплуатации; при пуске часто происходят аварии; наблюдается повышенное изнашивание трущихся деталей, особенно наиболее нагруженных КШМ; весьма существенные изменения факторов,

определяющих протекание рабочего процесса и надежность деталей и узлов.

Весь процесс пуска (исключая подготовительные этапы – прокачку систем, прогрев дизеля и т.п.) можно разделить на четыре фазы:

- τ_1 – раскрутка дизеля до появления вспышек топлива;
- τ_2 – разгон дизеля на топливе до вступления в действие регулятора частоты вращения (характеризуется положением рейки ТНВД на упоре);
- τ_3 – разгон дизеля на топливе, с одновременным уменьшением Δg_T топлива при отходе от упора до положения, соответствующего цикловой подаче топлива на холостом ходу;
- τ_4 – прогрев дизеля с относительно малым изменением скоростного режима и параметров рабочего процесса.

Общая длительность процесса пуска $\tau_n = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4$.

Длительность первой фазы зависит в основном от наличия и состояния смазки на трущихся поверхностях деталей кривошипно-шатунного механизма, их температурного состояния, параметров воздуха на впуске и величины цикловой подачи топлива.

Вторая фаза характеризуется работой дизеля на топливе при положении рейки ТНВД на упоре и интенсивном росте частоты вращения n коленчатого вала.

По мере стабилизации рабочего цикла и прогрева стенок цилиндров в процессе разгона (третья фаза) возрастает угловое ускорение, наблюдается заброс частоты вращения коленчатого вала, а затем – относительно резкая кратковременная отсечка регулятором цикловой подачи топлива, соответствующей режиму холостого хода.

Процесс разгона

Для тепловозных дизелей характерен переходный режим – разгон с малой до максимальной или требуемой частоты вращения. Время разгона зависит от величины избыточной мощности, развиваемой дизелем в период разгона, которая затрачивается на увеличение кинетической энергии локомотива в процессе повышения скорости движения. Минимальное время разгона (τ_p) больше теоретического (τ_T), так как момент, развиваемый дизелем при разгоне, меньше, чем на установившихся режимах работы по внешней характеристике при равных частотах вращения n_∂ . Величина $K_p = \tau_T / \tau_p$ показывает, во сколько раз средняя за разгон избыточная мощность меньше средней теоретической избыточной мощности, развиваемой дизелем при его работе по внешней характеристике. Для транспортных двигателей $K = 0,7 \dots 0,95$. Из всего многообразия процессов разгона рассмотрим наиболее характерный для локомотивной энергетической установки процесс разгона за счет увеличения цикловой подачи топлива.

Данный процесс разгона можно разделить на три фазы:

- первая фаза – соответствует времени изменения цикловой подачи топлива Δg_{um} ;

- вторая фаза – характеризуется значительными изменениями показателей рабочего процесса и длится до момента достижения поминальной или требуемой частоты вращения n_{∂} ;

- третья фаза – протекает с плавным, монотонным изменением всех показателей в сравнительно малых пределах по мере дальнейшего незначительного роста n_{∂} и прогрева деталей дизеля с достижением ими в конце фазы значений, свойственных новому установившемуся режиму.

Процесс наброса нагрузки

При реализации процесса наброса нагрузки, как и при разгоне, наблюдаются три фазы переходного процесса. Длительность первой фазы определяется характером наброса нагрузки; для второй, весьма кратковременной фазы, характерны относительно резкие и значительные изменения показателей рабочего процесса; третья фаза отличается неизменным, монотонным их изменением в малых пределах вплоть до завершения прогрева дизеля и окончательного выхода его на новый установившийся режим работы. При набросе нагрузки (увеличении момента сопротивления) характер перемещения рейки ТНВД и цикловой подачи топлива определяется статическими и динамическими свойствами регулятора частоты вращения и мощности, а также характеристикой топливного насоса ТНВД.

Сброс нагрузки

Данный переходный процесс характеризуется резким уменьшением момента сопротивления и относительно малым изменением частоты вращения n в пределах неравномерности регулятора скорости. Так же, как и в предыдущих случаях, можно выделить две фазы переходного процесса. Первая фаза характеризуется значительными, резкими изменениями показателей и сравнительно небольшой продолжительностью. Вторая фаза – плавным, в малых пределах их изменениями с достижением в конце процесса значений, свойственных конечному установившемуся режиму.

3.3.3 Тепловой баланс дизеля

Теплота, выделившаяся при сгорании топлива, только частично преобразуется в эффективную работу на коленчатом валу двигателя.

Остальная ее часть отводится с отработавшими газами, передается в системы охлаждения и смазки, окружающую среду и т.д., т.е. составляет тепловые потери (рис. 3.20). Распределение теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в двигателе, на отдельные составляющие (полезно используемую теплоту и различные виды тепловых потерь), определяемые экспериментально по так называемым внешним показателям работы двигателя (эффективная мощность, температуры теплоносителей и др.), называют внешним тепловым балансом.

Внешний тепловой баланс двигателя позволяет оценить совершенство, тепловые потери и возможность их уменьшения, наметить пути

улучшения технико-экономических показателей силовой установки за счет использования новых технологий и принципов утилизации теплоты.

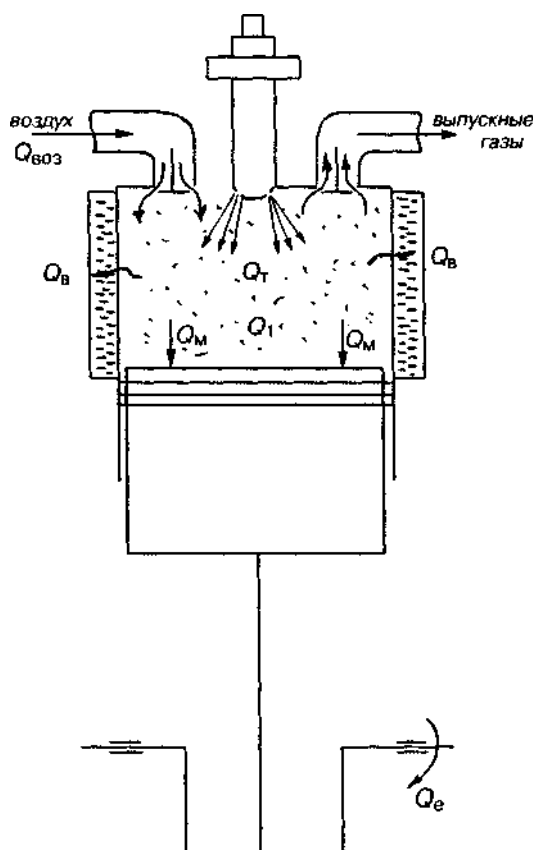


Рис. 3.20. Тепловой баланс дизеля

Тепловой баланс составляется для различных режимов, т.е. работе по внешней, нагрузочной и винтовой характеристикам, при изменении регулируемых параметров и т.д.

Уравнение внешнего теплового баланса для современного комбинированного форсированного дизеля имеет следующий вид:

$$Q_I + Q_{воз} + Q_T = Q_e + Q_в + Q_M + Q_о + Q_{онв} + Q_{ост}.$$

Величина каждой составляющей теплового баланса зависит от типа двигателя, режима работы и степени форсирования. При форсировании двигателя растет средняя температура газов, однако вследствие повышения плотности рабочего тела и литровой мощности удельная поверхность камеры сгорания, определяющая процесс теплопередачи, уменьшается, что приводит к снижению доли теплоты, отведенной охладителем. Применение охладителя наддувочного воздуха снижает среднюю температуру цикла, в результате чего уменьшается доля теплоты, отводимой от цилиндра. Увеличение n сокращает время соприкосновения горячих газов со стенками, что уменьшает теплоотвод в охлаждающем устройстве.

Возможно снижение доли теплоты, отводимой с охладителем за счет повышения его температуры. Экспериментальными исследованиями А.С. Орлина установлено, что при увеличении температуры охладителя на каждые $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ доля отводимой теплоты снижается на 3–4 %. В свою очередь это способствует повышению механического КПД двигателя из-за уменьшения потерь на трение. Снижение доли теплоты, отводимой охладителем в окружающую среду, с одной стороны, повышает долю теплоты, отводимой с выпускными газами, что позволяет повысить работоспособность отработавших газов в турбинах комбинированного двигателя, а с другой стороны – уменьшить массогабаритные размеры охлаждающих устройств и снизить потребную мощность насосов для циркуляции охладителя в системе охлаждения силовой установки.

Соотношение составляющих теплового баланса в определенной степени зависит от режима работы силовой установки.

Под тепловой нагрузкой понимается значение удельного потока, передаваемого от рабочего тела к поверхности детали. Теплота передается от рабочего тела к поверхности деталей радиацией и теплоотдачей. Роль радиации особенно велика в дизелях в связи с тем, что в них имеет место преимущественно диффузионное горение, сопровождающееся обильным образованием и последующим выгоранием сажи. Содержание в пламени сажи является причиной высокой степени его черноты, а поэтому высокой излучательной способности пламени. В результате температура пламени существенно (на 15–25 %) превышает значение средней по объему термодинамической температуры.

Высокие значения температуры пламени и степени его черноты определяют значительную долю теплоты, передаваемой излучением, в общем теплообмене (по некоторым оценкам, до 45 % и более). Некоторую роль играет также излучение трехатомных газов. Тепловое нагружение отдельных участков деталей зависит в основном от расположения участка по отношению к факелу и поэтому неравномерна. Например, для дизелей с камерой сгорания в поршне некоторые зоны таких деталей, как гильза цилиндра, крышка цилиндра и сам поршень, экранированы корпусом поршня от факела в период наиболее интенсивного излучения.

Уровень тепловых нагрузок в большей мере определяется степенью форсирования (литровой мощностью), тактностью двигателя, степенью сжатия, частотой вращения коленчатого вала, углом опережения подачи топлива, коэффициентом избытка воздуха, давлением наддувочного воздуха, конструкцией камеры сгорания, фазами газораспределения, степенью охлаждения наддувочного воздуха, характером изменения внешней нагрузки, давлением и температурой воздуха перед воздухозаборными устройствами дизеля, режимами и переходными процессами, имеющими место в силовых установках в условиях эксплуатации.

Термин «тепловая напряженность» используется для выражения комплекса явлений, связанных с тепловым состоянием деталей двигателя. Тепловое состояние деталей оказывает влияние на прочностные характе-

ристики материалов, из которых они изготовлены, на интенсивность отложений на деталях, на условия их смазки, трения, износа, а также на напряжения в деталях. Появление температурных напряжений связано с неравномерным распределением температуры в деталях и с тем, что конструкция большинства деталей не обеспечивает возможности свободного расширения наиболее нагретых участков.

Из вышесказанного следует, что тепловая напряженность определяется распределением температуры в деталях, которая является функцией тепловой нагрузки, конструкцией детали и условиями ее охлаждения. От конструкции деталей зависят распределение местных термических сопротивлений. Наиболее теплонапряженными деталями дизеля являются поршень, крышка цилиндра, цилиндровая втулка.

3.3.4 Технико-экономические показатели работы ЛЭУ

Известно, что магистральные и маневровые тепловозы предназначены соответственно для вождения грузовых и пассажирских поездов и выполнения маневровой работы.

Для поддержания работоспособности локомотивов предусмотрена система их технического обслуживания и ремонта, разрабатываемая для каждой серии локомотивов в зависимости от пробега. При выполнении крупных объемов ремонта для оценки качества выполненных работ по восстановлению технического состояния локомотива предусматривается проведение реостатных испытаний локомотивной энергетической установки. Очевидно, что оценка топливной экономичности тепловозов в условиях эксплуатации и послеремонтных реостатных испытаний должна быть различной. На основании вышеизложенного рассмотрим методику определения топливной экономичности во взаимосвязи с эксплуатационными факторами.

1 Оценка топливной экономичности при послеремонтных (реостатных) испытаниях ЛЭУ.

Особенность послеремонтных (реостатных) испытаний тепловозной ЛЭУ состоит в том, что основные показатели дизеля снимаются при ее работе по тепловозной характеристике на установившихся режимах в зависимости от рукоятки контроллера управления локомотивом. При этом важное значение имеет не только проверка, настройка и обеспечение требуемой эффективной мощности и равномерное распределение ее по цилиндрам при нормируемых значениях температур выпускных газов и других параметров, но и оценка удельного эффективного расхода топлива, являющегося интегральным показателем технического состояния ЛЭУ и характеризующим ее топливную экономичность.

2 Оценка топливной экономичности ЛЭУ при выполнении локомотивом эксплуатационной работы.

В условиях эксплуатации локомотивные энергетические установки тепловозов, как известно, работают на переменных режимах в зависимости

от положения рукоятки контроллера управления тепловозом. Для оценки эффективности использования топливо-энергетических ресурсов в ЛЭУ на переменных режимах используется понятие среднеэксплуатационной экономичности.

В официальной статистической отчетности МПС среднеэксплуатационная экономичность выполняемой локомотивом работы оценивается расходом топлива на измеритель – 104 ткм. Он определяется как для отдельных участков и полигонов эксплуатации, так и по всему парку тепловозов за одну поездку, за сутки, месяц и год их работы.

Особенно важное значение для эффективной работы дизелей имеет поддержание основных узлов в технически исправном состоянии. К таким узлам относятся цилиндропоршневая группа, агрегаты наддува, топливная аппаратура.

Снижение среднеэксплуатационной экономичности тепловоза в реальных условиях эксплуатации происходит в основном за счет снижения топливной эффективности дизеля.

Представляется важным для повышения эксплуатационной экономичности ЛЭУ решить следующие задачи, направленные на совершенствование вспомогательных режимов:

- обеспечить снижение расхода топлива и продолжительности работы дизеля на режимах холостого хода, в том числе при прогреве силовой установки;

- достигнуть снижения удельного эффективного расхода топлива по сравнению с номинальным в более широком диапазоне изменения нагрузок;

- уменьшить расход топлива на переходных процессах, сократить их количество и длительность протекания; уменьшить расход топлива на выполнение работы для привода вспомогательного оборудования тепловоза; снизить расход топлива в осенне-весенний и зимний периоды эксплуатации за счет разработки систем аккумулирования и рационального использования избыточной тепловой энергии силовой установки.

Отдельные направления для реализации поставленных выше задач могут быть сформулированы следующим образом:

Создание автоматических систем отдельного регулирования температур теплоносителей и наддувочного воздуха дизеля с целью поддержания их оптимальных значений в широком диапазоне изменения эксплуатационных режимов и температуры окружающей среды.

Разработка и применение систем охлаждения с аккумулирующими устройствами, позволяющими уменьшить тепловые потери силовой установкой в окружающую среду, а следовательно, повысить индикаторный КПД. В этом отношении внедрение не охлаждаемых выпускных коллекторов является оправданным. Важным направлением может быть создание адиабатных дизелей.

Создание и внедрение систем объединенного регулирования частоты вращения и мощности дизеля с коррекцией цикловой подачи топлива в со-

ответствии с давлением наддувочного воздуха с целью улучшения качества переходных процессов в цилиндре двигателя.

Разработка таких систем воздухообеспечения, при которых достигается снижение мощности на привод нагнетателя второй ступени (для двухтактных двигателей) и повышение механического КПД. Наиболее эффективным решением этого вопроса является обеспечение работы дизеля на нагрузках 75–100 % мощности только при одноступенчатом наддуве. В этом случае требуется решение комплекса вопросов по организации рабочего процесса, созданию системы воздухообеспечения, обеспечению надежности работы дизеля.

Создание электронных систем для управления изменением угла опережения и закона подачи топлива в соответствии с режимом работы ЛЭУ. Аналогичные разработки целесообразны и для управления механизмом газораспределения.

Использование водотопливных эмульсий, обеспечивающих снижение расхода топлива в эксплуатации.

Разработка и создание систем топливоподачи, при эксплуатации которых достигается постоянство давления впрыска топлива независимо от режима работы ЛЭУ (аккумуляторные топливные системы, многорежимные форсунки, электрогидравлические форсунки, управляющие клапаны и т.д.).

Создание и внедрение двухфазных и ступенчатых систем топливоподачи, позволяющих обеспечить управление периодом задержки воспламенения топлива, снизить теплонапряженность и повысить экономичность работы ЛЭУ (применение дополнительно устанавливаемой топливной аппаратуры для подачи запальной порции топлива; специальной аппаратуры, обеспечивающей двойной впрыск топлива, и др.).

Библиографический список

1 Локомотивные энергетические установки: учебник для вузов ж.-д. транспорта / А.И. Володин, В.З. Зюбанов, В.Д. Кузьмич [и др.] ; под ред. А.И. Володина. – М. : ИПК «Желдориздат», 2002. – 718 с.

2 **Чистяков, В.К.** Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания / В.К. Чистяков. – М. : Машиностроение, 1989. – 256 с.

Учебное издание

Шапшал Александр Сергеевич
Богославский Александр Евгеньевич
Григорьянц Михаил Карпович
Черников Виктор Васильевич
Илларионов Алексей Викторович
Больших Иван Валерьевич
Шапшал Сергей Александрович

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
СПЕЦИАЛИЗАЦИИ «ЛОКОМОТИВЫ»**

Часть I

Редактор Н.С. Федорова
Техническое редактирование и корректура А.В. Артамонова

Подписано в печать 18.11.15. Формат 60×84/16.
Бумага офсетная. Ризография. Усл. печ. л. 6,97.
Тираж 500 экз. Изд. № 11. Заказ .

Редакционно-издательский центр ФГБОУ ВПО РГУПС.

Адрес университета: 344038, г. Ростов н/Д, пл. Ростовского Стрелкового
Полка Народного Ополчения, 2