

В.А. Стуканов

ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И АВТОМОБИЛЯ

профессиональное образование



Стуканов Вячеслав Александрович

**Основы теории
автомобильных двигателей
и автомобиля**

Учебное пособие

Редактор *Н. В. Скугаревская*
Корректор *В. Г. Овсянникова*
Компьютерная верстка *И. В. Кондратьевой*
Оформление серии *В. А. Купцова*

Сдано в набор 20.07.2003. Подписано в печать 20.11.2003. Формат 60x90/16.
Гарнигура «Таймс». Усл. печ. л. 23. Уч.-изд. л. 22,6.
Бумага типографская №2. Доп. тираж 5 000 экз.
Заказ № 8671.

ЛР № 071629 от 20.04.98
Издательский Дом «ФОРУМ»
101831, Москва — Центр, Колпачный пер., д. 9а
Тел./факс: (095) 925-32-07, 925-39-27
E-mail: forum-books@mail.ru

ЛР № 070824 от 21.01.93
Издательский Дом «ИНФРА-М»
127214, Москва, Дмитровское ш., 107

Отпечатано в полном соответствии с качеством
предоставленных диапозитивов в ОАО «Тульская типография».
300600, г. Тула, пр. Ленина, 109 .

В. А. Стуканов

ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И АВТОМОБИЛЯ

*Допущено Министерством образования Российской Федерации
в качестве учебного пособия для студентов учреждений среднего
профессионального образования, обучающихся по специальностям
«Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта»
и «Механизация сельского хозяйства»*

Москва
ФОРУМ — ИНФРА-М
2005

УДК 629.3.027(075.32)
ББК 39.33-08я723
С88

Рецензенты:

нач. кафедры автомобильной подготовки Воронежского военного
авиационного инженерного института
к. т. н., профессор *Ю. М. Пурусов*;
преподаватель Отраслевого автомобильного колледжа Мосавтотранса,
действительный член Академии изобретательства РАЕН
академик *И. С. Туревский*

Стуканов В. А.

С88 Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: Учебное пособие. — М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005. — 368 с.: ил. — (Профессиональное образование).

ISBN 5-8199-0113-4 (ФОРУМ)
ISBN 5-16-001616-3 (ИНФРА-М)

В книге рассмотрены теоретические основы рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания, основные уравнения гидродинамики и карбюрации, факторы, влияющие на эффективные показатели двигателей. Изложены основы кинематики, динамики и уравновешивания поршневых ДВС. Во второй части рассмотрены вопросы динамики прямолинейного движения и поворота автомобиля, а также управляемость, проходимость и другие его эксплуатационные свойства.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности 1705, также может быть использовано инженерно-техническим персоналом автомобильной специальности и студентами вузов.

УДК 629.3.027(075.32)
ББК 39.33-08я723

ISBN 5-8199-0113-4 (ФОРУМ)
ISBN 5-16-001616-3 (ИНФРА-М)

© В. А. Стуканов, 2004
© ИД «ФОРУМ», 2004

Введение

В 2006 г. такому научно-техническому достижению, как изобретение автомобиля, исполнится 120 лет. С тех пор конструкция автомобиля так усложнилась, что для его эксплуатации необходим технически подготовленный персонал.

Грамотная эксплуатация автомобиля предполагает не только знание его устройства и технического обслуживания, но и понимание физических процессов, посредством которых работает данное транспортное средство.

Особое место в конструкции автомобиля занимает силовая установка, т. е. двигатель внутреннего сгорания (ДВС).

На автомобильном транспорте применяются карбюраторные и дизельные двигатели, а также бензиновые двигатели с впрыском топлива и принудительным воспламенением рабочей смеси.

Достоинствами карбюраторных двигателей являются:

- небольшие габаритные размеры и масса;
- легкий пуск, особенно при низких температурах окружающей среды;
- низкий уровень шума;
- простота и низкая себестоимость топливной аппаратуры;
- более простые регулировки и техническое обслуживание.

Недостатками карбюраторных двигателей являются:

- низкая экономичность;
- значительное загрязнение окружающей среды;
- высокие требования к качеству топлива;
- низкие динамические характеристики при переменных режимах работы;
- зависимость работы системы питания от положения двигателя и автомобиля;
- высокая пожароопасность.

По сравнению с карбюраторными двигателями дизели обладают значительно более высокой экономичностью, могут работать (кратковременно) на нестандартных топливах, имеют высокие динамические характеристики. В дизелях допускается форсирование мощности путем наддува.

Основные недостатки дизелей:

- большие габаритные размеры и масса;
- сложная и дорогая топливная аппаратура;
- высокий уровень шума.

Бензиновые двигатели с впрыском топлива и принудительным воспламенением рабочей смеси в зависимости от организации процесса смесеобразования и их конструктивных особенностей могут сочетать в себе положительные свойства и карбюраторных двигателей и дизелей.

Теория ДВС развивалась вместе с двигателестроением. Профессор МВТУ В. И. Гриневецкий разработал метод теплового расчета, который впоследствии был развит и дополнен профессором Е. К. Мазингом, членом-корреспондентом АН Н. Р. Брилингом, академиками Б. С. Стечкиным, Н. С. Семеновым, А. С. Соколиким, А. Н. Воиновым.

Динамика автомобиля, его маневренность и проходимость зависят не только от условий эксплуатации — дорог, температуры воздуха, силы ветра, но и от конструктивных особенностей автомобиля — двигателя, силовой передачи, подвески, колес. У одних автомобилей эти элементы достаточно просты, у других они сложнее и работают в сложных и часто меняющихся условиях. Поэтому теория автомобиля включает в себя теорию движения самого автомобиля и теорию работы отдельных его элементов.

Формирование теории автомобилей как науки принадлежит академику Е. А. Чудакову, который в 1935 г. выпустил первый учебник «Теория автомобиля». В 1932—1939 гг. профессора Г. В. Зимелев и Б. С. Фалькевич развили и углубили данную науку. В дальнейшем в теорию автомобиля внесли свой вклад Н. А. Яковлев, А. С. Литвинов, В. А. Иларионов, Я. Е. Фаробин и ряд других ученых.

Современный этап развития теории автомобиля характеризуется углубленным изучением отдельных его составляющих и эксплуатационных свойств автомобиля, оптимизацией их показателей и технических параметров, что позволяет еще на стадии проектирования создавать наиболее рациональные конструкции автомобилей и обеспечить максимальную эффективность их применения.

В данной книге приводятся основы теории ДВС и автомобиля, которые позволят учащимся расширить свое представление об автомобиле в целом.

ЧАСТЬ I

ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава 1

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

1.1. Понятие о термодинамическом процессе

1.1.1. Рабочее тело и параметры его состояния

Всякая тепловая машина приводится в действие вследствие происходящего в ней изменения состояния вещества, называемого **рабочим телом** или **рабочим агентом**.

Совокупность тел, находящихся в тепловом и механическом взаимодействии друг с другом и окружающей средой, называется **термодинамической системой**.

Рабочее тело определяет тип и назначение тепловой машины. Так у паровой машины рабочим телом является водяной пар, у поршневых двигателей внутреннего сгорания и газотурбинных двигателей — продукты сгорания топлива, у компрессоров холодильных машин рабочим агентом является пар аммиака, фреона и т. д. Для расчета термодинамического анализа работы тепловой машины необходимо знать термодинамические свойства рабочего тела.

Наиболее эффективными рабочими телами для тепловых машин являются газы и пары, обладающие наибольшим коэффициентом объемного расширения.

В технической термодинамике в качестве рабочего тела принимается **идеальный газ** — условное газообразное вещество, силами взаимодействия между молекулами которого пренебрегают.

В реальных же газах учитываются силы притяжения между молекулами, а молекулы имеют объем. Если реальные газы сильно разрежены, их свойства близки к свойствам идеального газа.

В качестве идеальных газов могут рассматривать такие газы, как азот, гелий, водород.

В общем случае для теплотехнических расчетов вполне допустимо распространение свойств идеального газа на все рассматриваемые газы. Это позволяет упростить математические выражения законов термодинамики.

Очевидно, что одно и то же вещество при различных условиях может находиться в различных состояниях.

Для того чтобы определить конкретные физические условия, при которых рассматривается данное вещество и тем самым однозначно определить его состояние, вводятся параметры состояния вещества.

Параметрами состояния газа называются величины, характеризующие данное состояние газа.

К параметрам состояния газа относятся *абсолютная температура, абсолютное давление, удельный объем, внутренняя энергия, энтальпия* и др. *Абсолютная температура, абсолютное давление и удельный объем* являются основными параметрами газообразного вещества.

Абсолютная температура

Температура газа служит мерой кинетической энергии поступательного движения молекул газа и характеризует степень его нагрева. Температуру газа измеряют приборами, основанными на тех или иных свойствах вещества, меняющихся с изменением температуры. Эти приборы имеют градуировку, т. е. температурную шкалу.

Создателем первого такого прибора — термометра был немецкий ученый Фаренгейт, который за начало шкалы принял уровень, соответствующий температуре таяния смеси, состоящей из равных масс нафталя и тающего льда. Верхней точкой был уровень, соответствующий температуре кипения воды при нормальном атмосферном давлении. Расстояние между этими двумя уровнями он разделил на 180 частей и, таким образом, получил один градус.

В 1723 г. французский физик Реомюр предложил шкалу, основанную на двух опорных точках, соответствующих температурам таяния льда и кипения воды при нормальном атмосферном давлении. Расстояние между двумя точками он разделил на 80 равных частей.

В 1742 г. шведский астроном Цельсий предложил температурную шкалу с теми же опорными точками, на которых построена шкала Реомюра, но расстояние между ними он разделил на 100 частей. Обозначается градус Цельсия — °С.

В настоящее время в термодинамике в качестве основной принята термодинамическая температурная шкала, где нижней грани-

цей шкалы является температура абсолютного нуля (практически недостижимая), когда прекращается тепловое движение молекул.

Единица температуры по термодинамической температурной шкале получила название Кельвин по имени ученого У. Томпсона, лорда Кельвина, предложившего начало отсчета вести от абсолютного нуля.

Тройной точке воды, т. е. когда в равновесии находятся три фазы воды: лед, жидкость и пар, присвоена температура 273,15 К. Она выше температуры на 0,01 °С выше точки плавления льда.

На рис. 1.1 показано соотношение между шкалой Цельсия и шкалой Кельвина, т. е.

$$T(K) = t(^{\circ}\text{C}) + 273,15,$$

где T — температура по термодинамической шкале, К; t — температура по шкале Цельсия, °С.

К преимуществам термодинамической температурной шкалы можно отнести следующие:

во-первых, значения температур по этой шкале не зависят от физических свойств термометрических тел;

во-вторых, температура по этой шкале может быть воспроизведена с большой точностью, так как она строится по одной опорной точке;

в-третьих, все температуры — величины положительны, что упрощает расчеты.

Абсолютное давление

Давление — физическая величина, характеризующая интенсивность сил, действующих по нормали к поверхности тела и отнесенных к единице площади этой поверхности.

Различают следующие виды давлений: *барометрическое (атмосферное), нормальное, абсолютное, манометрическое (избыточное) и вакуумметрическое (разряжения)*.

Для измерения давления применяются различные единицы: Паскаль (Па), бар, техническая атмосфера или просто атмосфера, миллиметр ртутного или водяного столба, которые находятся в следующих соотношениях:

$$1 \text{ Па} = 10^{-2} \text{ бар} = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ кгс/см}^2 = 7,5024 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.}$$

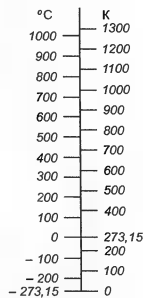


Рис. 1.1. Сопоставление шкалы Цельсия и термодинамической шкалы

Барометрическое давление зависит от массы слоя воздуха. Самое большое барометрическое давление было зарегистрировано на уровне моря и составило 809 мм рт. ст., а самое низкое — 684 мм рт. ст. Барометрическое давление выражается высотой столба ртути в мм, приведенного к 0 °С.

Нормальное давление — это среднее значение давления воздуха за год на уровне моря, которое определяется ртутным барометром при температуре ртути 273 К. Оно равно примерно 101,3 кПа (750 мм рт. ст.). То есть нормальным давлением называется барометрическое давление, равное одной физической атмосфере и является частным случаем барометрического давления.

Абсолютным давлением называется давление газов и жидкостей в закрытых объемах. Оно не зависит от состояния окружающей среды.

Манометрическим давлением называется разность между абсолютным давлением и барометрическим давлением, если первое больше второго.

Манометр — прибор с помощью которого измеряют давление в закрытом сосуде, находясь вне этого сосуда, испытывает давление как со стороны окружающей среды, так и со стороны сосуда. Поэтому полное или абсолютное давление газа в сосуде равно сумме манометрического давления и барометрического.

Вакуумметрическим давлением называется разность между барометрическим давлением и абсолютным давлением, если последнее меньше первого.

Удельный объем

Удельный объем вещества — это величина, равная отношению его объема к его массе:

$$v = V/m,$$

где m — масса вещества; V — объем вещества.

Величина, обратная удельному объему, есть плотность вещества:

$$\rho = m/V.$$

1.1.2. Законы идеальных газов

В XVII—XIX-х столетиях исследователями, изучавшими поведение газов при давлениях, близких к атмосферному, опытным путем были установлены важнейшие закономерности.

В 1662 г. Р. Бойлем, а в 1676 г. независимо от него Э. Мариоттом было доказано, что при постоянной температуре произведение давления газа на его объем постоянно, т. е. в изотермическом процессе расширения или сжатия газа

$$pv = \text{const.}$$

Иначе говоря, при постоянной температуре удельные объемы газа обратно пропорциональны его давлениям:

$$v_2/v_1 = p_1/p_2$$

и

$$p_1v_1 = p_2v_2 \quad (\text{при } T = \text{const}),$$

где v_1 и v_2 — удельные объемы в начальном и конечном состояниях газа; p_1 и p_2 — соответствующие им давления.

В 1802 г. французский ученый Гей-Люссак открыл закон, согласно которому объем данной массы газа при постоянном давлении меняется линейно с температурой, т. е. для начального и конечного состояний газа

$$v_1/v_2 = T_1/T_2.$$

За 15 лет до того, как Гей-Люссак открыл свой закон, французский физик Шарль доказал, что при постоянном удельном объеме изменение давления газа прямо пропорционально его абсолютным температурам:

$$p_2/p_1 = T_2/T_1 \quad (\text{при } v = \text{const})$$

или

$$p_2/T_2 = p_1/T_1.$$

1.1.3. Уравнение состояния идеальных газов

Законы Бойля—Мариотта, Гей-Люссака и Шарля устанавливают связь только между двумя из трех основных параметров газа p , v и T при условии, что значение третьего параметра остается постоянным. Уравнение состояния идеального газа устанавливает связь между всеми тремя основными его параметрами.

Допустим, что идеальный газ, заключенный в цилиндре с поршнем имеет параметры p_1 , v_1 и T_1 (рис. 1.2, а). Если уменьшить давление газа в цилиндре и подвести к нему некоторое количество

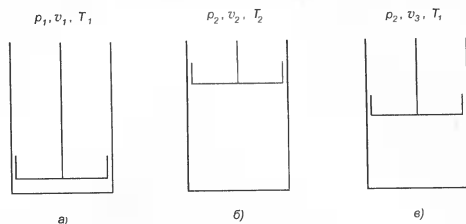


Рис. 1.2. Иллюстрация уравнения состояния идеального газа

теплоты, то газ перейдет в новое состояние, где будут иметь место параметры p_2 , v_2 и T_2 (рис. 1.2, б).

Чтобы установить связь между начальным и конечным состояниями газа, осуществим переход из первого состояния в последнее двумя промежуточными операциями. Сначала уменьшим давление газа от p_1 до p_2 , поддерживая температуру T_1 постоянной путем подвода теплоты к газу. Тогда газ окажется в промежуточном состоянии (рис. 1.2, в) и будет иметь параметры p_2 , v_3 и T_1 . Затем будем подогреть газ так, чтобы он продолжал расширяться, сохраняя свое давление неизменным, его температура при этом повысится до T_2 (рис. 1.2, б).

Сопоставим эти три состояния газа. Так как в первом состоянии и третьем температуры одинаковы, то между удельными объемами и давлением газа в этих состояниях должна по закону Бойля—Мариотта существовать следующая связь:

$$v_3/v_1 = p_1/p_2,$$

тогда

$$v_3 = p_1 v_1 / p_2.$$

Так как в третьем и втором состояниях давления одинаковы, то по закону Гей-Люссака

$$v_3/v_2 = T_1/T_2,$$

откуда

$$v_3 = v_2 T_1 / T_2.$$

Тогда

$$p_1 v_1 / p_2 = v_2 T_1 / T_2$$

или

$$p_1 v_1 / T_1 = p_2 v_2 / T_2.$$

Таким образом, отношения произведений давления на удельный объем к абсолютной температуре в любом состоянии газа равны между собой:

$$pv/T = \text{const.}$$

Эту постоянную величину называют *удельной газовой постоянной*. Обозначив ее буквой R , получим

$$pv/T = R$$

или

$$pv = RT. \quad (1.1)$$

Уравнение (1.1) называется уравнением идеального газа, или уравнением Клайперона.

Для использования уравнения Клайперона необходимо определить численное значение газовой постоянной для данного газа по справочным материалам. Газовая постоянная становится универсальной, т. е. одинаковой для всех газов, если количество газа выразить в киломолях. Умножив левую и правую часть уравнения (1.1) на массу 1 кмолья, получим:

$$p\mu v = \mu RT.$$

где μ — молекулярная масса газа.

На основании закона А. Авогадро, который устанавливает, что при одинаковых температурах и одинаковых давлениях равные объемы различных идеальных газов содержат одинаковое число молекул, было установлено значение универсальной газовой постоянной:

$$R = 8314.$$

Для 1 кмолья газа уравнение состояния можно представить как

$$pV_\mu = 8314 T, \quad (1.2)$$

где V_μ — объем 1 кмолья газа.

Уравнение (1.2) носит название уравнения Клайперона—Менделеева. Зная значение относительной молекулярной массы μ , можно определить газовую постоянную любого газа:

$$R = 8314/\mu.$$

Теплоемкость газов

Теплоемкостью газа, как и любого другого тела, называется количество теплоты, необходимое для нагрева тела на один градус.

Теплоемкость единицы количества вещества называется удельной теплоемкостью. Так как в термодинамике рассматривается главным образом удельная теплоемкость, то ее можно называть просто теплоемкостью.

Если единице количества вещества сообщить (или отвести от нее) какое-то количество теплоты (q) и если при этом происходит изменение температуры данного вещества от T_1 до T_2 , то отношение теплоты q к разности данных температур представляет собой среднюю теплоемкость (c) газа в пределах от T_1 до T_2 :

$$c = q / (T_2 - T_1),$$

следовательно,

$$q = c(T_2 - T_1). \quad (1.3)$$

Теплоемкость вещества и в частности газа зависит от его природных свойств, а также от условий, в которых происходит процесс изменения его состояния, от температуры, а для реальных газов и от давления.

Теплоту можно подводить к рабочему телу различными способами. В термодинамике широко используется два способа подведения теплоты:

- 1) при постоянном удельном объеме (изохорный способ);
- 2) при постоянном давлении рабочего тела (изобарный способ).

Изохорный подвод теплоты происходит в цилиндре с неподвижным поршнем, изобарный — в цилиндре с подвижным поршнем при увеличении объема, давление при этом остается постоянным.

Величина q в соответствии с формулой (1.3) зависит не только от соотношения температур, но и от способа подвода теплоты. Поэтому различают теплоемкость при постоянном объеме c_v (изохорная теплоемкость) и теплоемкость при постоянном давлении c_p (изобарная теплоемкость).

Первый закон термодинамики

Первый закон термодинамики: *теплота может превращаться в механическую работу, а работа в теплоту лишь в строго эквивалентных количествах. причем количество теплоты, полученное рабочим телом*

от какого-либо источника тепла, равно сумме приращения внутренней энергии этого тела и количества совершенной им работы, т. е.

$$Q = AL + (U_2 - U_1), \quad (1.4)$$

где Q — подведенная к рабочему телу теплота; A — коэффициент пропорциональности; L — работа, произведенная рабочим телом в результате подвода теплоты; U_1 — внутренняя энергия рабочего тела в начале подвода теплоты; U_2 — внутренняя энергия рабочего тела в конце подвода теплоты.

В 1843—1860 гг. английский физик Джоуль провел опыт по установлению соотношения между работой, затраченной при выделении теплоты и количеством выделенной теплоты. Ему удалось вычислить величину $A = 0,002345$ ккал/(кгс · м), которая называется **тепловым эквивалентом работы**. Также он вычислил и механический эквивалент теплоты l :

$$l = 1/A,$$

$$l = 426,935 \text{ кгс} \cdot \text{м/ккал}.$$

В настоящее время для измерения количества теплоты и работы используются различные единицы, соотношения между которыми приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1. Соотношения между единицами измерения теплоты и работы

Единица	Дж	эрг	кгс · м	ккал	кВт · ч
Дж	—	10^7	0,101972	$2,4 \cdot 10^{-4}$	$2,778 \cdot 10^{-7}$
эрг	10^{-7}	—	$10,1972 \cdot 10^{-9}$	$24 \cdot 10^{-12}$	$27,778 \cdot 10^{-15}$
кгс · м	9,80665	$98,0665 \cdot 10^6$	—	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$2,7207 \cdot 10^{-6}$
ккал	4186,8	$41,868 \cdot 10^9$	426,935	—	$1,163 \cdot 10^{-3}$
кВт · ч	$3,6 \cdot 10^6$	$36 \cdot 10^{12}$	367 098	859,865	—

В дальнейшем для упрощения в термодинамических уравнениях коэффициенты A и l будут опускаться, а работа и теплота будут выражаться в одинаковых единицах.

Для рабочего тела массой 1 кг уравнение первого закона термодинамики примет вид:

$$q = Al + (u_2 - u_1),$$

где q — удельная теплота, подводимая к рабочему телу или отводимая от него; l — удельная работа изменения объема рабочего тела; u_1

и u_2 удельная внутренняя энергия в начале и конце подвода теплоты соответственно.

В термодинамике принято следующее:

- теплоту Q считать положительной, если она подводится к газу и отрицательной, если она отводится;
- изменение внутренней энергии ΔU считать положительным, если температура газа растет, и отрицательным, если она падает;
- работу L считать положительной, если газ расширяется и отрицательной, если газ сжимается под действием внешних сил.

Внутренняя энергия

- Внутренняя энергия состоит из внутренней кинетической и внутренней потенциальной энергий. Первая — результат хаотического движения частиц тела, с увеличением скорости которых возрастает и внутренняя кинетическая энергия.

Так как температура тела определяется скоростью движения его частиц (молекул), то увеличение температуры тела означает увеличение его внутренней кинетической энергии.

Внутренняя потенциальная энергия связана с силами взаимодействия между частицами вещества.

Изменение удельной внутренней энергии в процессе подвода или отвода теплоты может быть выражено уравнением

$$\Delta u = \Delta u_k + \Delta u_n,$$

где Δu_k — изменение кинетической энергии газа, Δu_n — изменение потенциальной энергии газа.

Так как силы взаимодействия между молекулами идеального газа отсутствуют, то и его потенциальная энергия равна нулю. Поэтому внутренняя энергия идеального газа зависит только от его температуры.

Поскольку температура идеального газа определяется внутренней кинетической энергией, а температура тела является параметром его состояния, то и внутренняя энергия является параметром его состояния.

Если в результате подвода теплоты рабочее тело переходит из первого состояния во второе, то подводимая теплота $q_{1,2}$ будет равна $u_2 - u_1$.

На основании формулы (1.3) можно написать

$$q_{1,2} = c(T_2 - T_1).$$

Обратимые и необратимые процессы

Термодинамическим процессом называется последовательное изменение состояния рабочего тела, при котором параметры его состояния (все или некоторые) изменяются, а масса рабочего тела, совершающего процесс, остается неизменной.

В термодинамике широко используется диаграмма, в которой по оси абсцисс откладываются значения удельных объемов v , а по оси ординат — значения давлений p .

По координатам p и v можно определить состояние рабочего тела.

Если тело перешло из состояния 1 в состояние 2 через ряд состояний a, b, c и др., то это означает, что тело совершило термодинамический процесс. Проведя через эти точки кривую, получим линию процесса на $p-v$ диаграмме (рис. 1.3).

При изменении своего состояния газ совершает работу против внешних сил (процесс расширения) или воспринимает работу этих внешних сил (процесс сжатия).

Если подводить к газу теплоту, то поршень (рис. 1.4) в результате расширения газа переместится слева направо, и газ совершит работу при постоянном давлении:

$$L = pFS = p(v_2 - v_1),$$

где p — постоянное давление газа; F — площадь поршня; S — ход поршня, v_1, v_2 — начальный и конечный объемы газа.

В $p-v$ диаграмме эта работа изображается площадью заштрихованного прямоугольника.

Если рассмотреть произвольный процесс, то очевидно элементарную

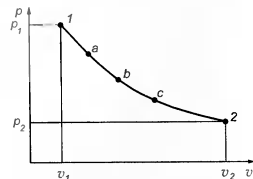


Рис. 1.3. $p-v$ диаграмма

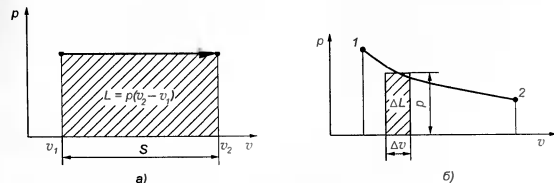


Рис. 1.4. Работа расширения газа:

a — при $p = \text{const}$; b — при переменном давлении, $\Delta L = \Sigma p \Delta v$

работу расширения ΔL можно подсчитать как площадь элементарного прямоугольника с основанием Δv и высотой p , а вся работа будет равна сумме площадей таких прямоугольников.

Таким образом, работа расширения газа будет равна площади, ограниченной сверху кривой процесса, снизу — осью абсцисс, а слева и справа двумя крайними ординатами процесса, соответствующими начальному и конечному состояниям газа.

Работа не является только функцией состояния газа, так как она зависит и от характера процесса.

На рис. 1.5 показаны два различных процесса перехода газа из состояния 1 в состояние 2. Работы этих процессов не равны при одинаковых начальных и конечных состояниях газа: $L_1 = s_{m1a2n} > L_2 = s_{m1b2n}$ (s — площадь).

Это свойство работы как функции процесса и позволило создать периодически действующие тепловые машины. В тепловом двигателе работа расширения всегда больше работы, затраченной на сжатие. Полученная таким образом разность работ (согласно первому закону термодинамики эквивалентна применяемой в двигателе теплоте) используется для различных целей.

Обратимыми называются процессы, в результате совершения которых в прямом и обратном направлениях термодинамическая система возвращается в исходное состояние.

В случае обратимых процессов обратный процесс представляет собой «зеркальное отображение» прямого процесса: если, например, в прямом процессе к системе подводится какое-то количество теплоты, то в обратном процессе от системы отводится точно такое же количество теплоты (рис. 1.6).

Необратимым называется процесс, при котором система не возвращается в исходное состояние.

Все естественные самопроизвольные процессы необратимы. Обратимых процессов в природе не существует. Типичным примером необратимого процесса является процесс трения. Работа, затраченная на преодоление трения, превращается в теплоту.

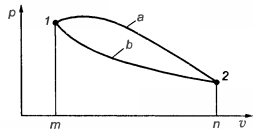


Рис. 1.5. Два различных процесса расширения газа

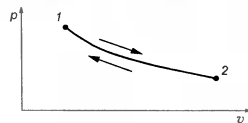


Рис. 1.6. $p-v$ диаграмма обратимого процесса

Рабочее тело может произвести работу только при переходе из неравновесного состояния в равновесное. На рис. 1.7, а представлено схема перехода газа из неравновесного состояния в равновесное. Предварительно сжатый газ находится в цилиндре под застопоренным поршнем в неравновесном состоянии под давлением p_1 . Давление окружающей среды p значительно меньше, чем давление газа. При удалении стопора G поршень начнет перемещаться вправо из-за разности давлений.

Поршень будет перемещаться только до тех пор, пока давление под поршнем не станет равно давлению окружающей среды (рис. 1.7, б), т. е. *работа будет совершаться до тех пор, пока система не придет в состояние равновесия.*

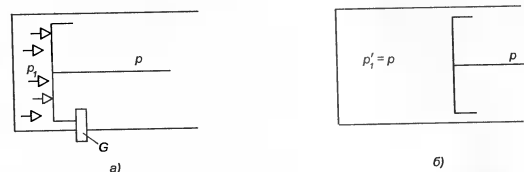


Рис. 1.7. Схема перехода газа из неравновесного состояния (а) в равновесное (б)

Изохорный процесс

Изохорными называются процессы, протекающие при постоянном объеме. К таким процессам относятся нагревание или охлаждение газа в сосуде постоянного объема: $v = \text{const}$.

На рис. 1.8 показана $p-v$ диаграмма изохорного процесса. Переход газа из состояния 1 в состояние 2 сопровождается нагреванием газа, а переход из состояния 2 в состояние 1 — охлаждением. Направление процесса определяется по изменению давления: при нагревании газа давление растет, а при охлаждении — падает.

Для определения соотношения параметров напомним уравнения начального и конечного состояния газа при $v = \text{const}$:

$$p_1 v = RT_1; \quad p_2 v = RT_2.$$

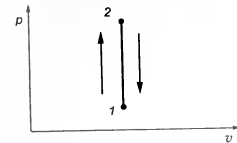


Рис. 1.8. $p-v$ диаграмма изохорного процесса

Разделим почленно второе уравнение на первое, получим

$$p_2/p_1 = T_2/T_1. \quad (1.5)$$

Выражение (1.5) показывает, что в изохорном процессе давление газа прямо пропорционально абсолютной температуре.

Изменение удельной внутренней энергии в изохорном процессе (как и во всех процессах) определяется по формуле

$$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1). \quad (1.6)$$

В процессе при постоянном объеме внешняя работа не совершается, т. е. удельная работа изменения равна нулю:

$$T_{1,2} = p(v_1 - v_2) = 0.$$

Тогда внешняя теплота равна изменению внутренней энергии, так как $q_{1,2} = \Delta u + A l_{1,2}$, но так как $l_{1,2} = 0$, то $q_{1,2} = u_2 - u_1$ или

$$q_{1,2} = c_v(T_2 - T_1).$$

Таким образом, в изохорном процессе вся подведенная теплота идет на увеличение внутренней энергии газа.

Изобарный процесс

Изобарными процессами называются процессы, протекающие при постоянном давлении: $p = \text{const}$.

На рис. 1.9 показана $p-v$ диаграмма изобарного процесса.

Процесс расширения газа на диаграмме соответствует переходу из состояния 1 в состояние 2, а процесс сжатия — переходу из состояния 2 в состояние 1.

Для определения соотношения параметров напомним уравнение начального и конечного состояний газа при $p = \text{const}$:

$$pv_1 = RT_1; \quad pv_2 = RT_2.$$

Разделив почленно второе уравнение на первое, получим

$$v_2/v_1 = T_2/T_1. \quad (1.7)$$

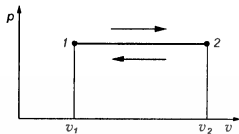


Рис. 1.9. $p-v$ диаграмма изобарного процесса

Выражение (1.7) показывает, что в изобарном процессе объемы газа пропорциональны абсолютным температурам.

Изменение внутренней энергии, как известно, не зависит от вида процесса и поэтому для изобарного процесса определяется так же, как и для всех процессов:

$$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1).$$

Удельная работа газа в этом случае будет равна площади прямоугольника, основанием которого служит отрезок абсциссы $v_2 - v_1$, а высотой — отрезок ординаты p :

$$l_{1,2} = p(v_2 - v_1). \quad (1.8)$$

Уравнение работы изменения объема идеального газа в изобарном процессе можно представить и в другом виде, написав для этого два уравнения состояния газа (одно для конечного состояния, другое — для начального):

$$pv_2 = RT_2 \quad \text{и} \quad pv_1 = RT_1.$$

Вычитая второе уравнение из первого, получим

$$p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1). \quad (1.9)$$

Из уравнений (1.8) и (1.9) получим

$$l_{1,2} = R(T_2 - T_1). \quad (1.10)$$

Теплота, которая сообщается газу в изобарном процессе, на основании первого закона термодинамики может быть найдена по формуле

$$q_{1,2} = u_2 - u_1 + p(v_2 - v_1)$$

или по общей формуле

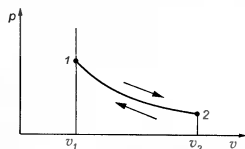
$$q_{1,2} = c_p(T_2 - T_1).$$

Изотермический процесс

Изотермическим процессом называется процесс, протекающий при постоянной температуре: $T = \text{const}$.

На рис. 1.10 показана диаграмма изотермического процесса. Процесс расширения газа на диаграмме соответствует переходу из состояния 1 в состояние 2, процесс сжатия — переходу из состояния 2 в состояние 1.

Поскольку в изотермическом процессе $T = \text{const}$, то уравнение состояния газа $pv = RT = \text{const}$.

Рис. 1.10. p - v диаграмма изотермического процесса

В изотермическом процессе в соответствии с законом Бойля—Мариотта справедливо следующее соотношение:

$$v_2/v_1 = p_1/p_2 \quad (1.11)$$

или

$$p_1 v_1 = p_2 v_2.$$

Соотношение (1.11) показывает, что в изотермическом процессе объемы при различных состояниях газа обратно пропорциональны давлениям, соответствующим этим состояниям.

При вычислении внутренней энергии, используя общую формулу (1.6), получим

$$u_2 - u_1 = 0.$$

так как

$$T_2 = T_1.$$

Следовательно, в изотермическом процессе изменение внутренней энергии равно нулю, т. е. внутренняя энергия в течение всего процесса остается постоянной.

Удельная работа изменения объема в изотермическом процессе определяется уравнением

$$l_{1,2} = 2,3 p_1 v_1 \lg(v_2/v_1)$$

или

$$l_{1,2} = 2,3 p_1 v_1 \lg(p_1/p_2). \quad (1.12)$$

На основании первого закона термодинамики

$$q_{1,2} = (u_2 - u_1) + l_{1,2},$$

а так как $u_2 - u_1 = 0$, то

$$q_{1,2} = l_{1,2}.$$

Таким образом, в изотермическом процессе расширения газа подведенная теплота расходуется на внешнюю работу, а при изотермическом процессе сжатия внешняя работа полностью превращается в теплоту.

Адиабатный процесс

Адиабатным процессом называют процесс, протекающий без подвода и отвода теплоты:

$$p v^k = \text{const}, \quad (1.13)$$

где k — показатель адиабаты — величина, равная отношению удельной изобарной теплоемкости к удельной изохорной теплоемкости:

$$k = c_p/c_v.$$

Для идеальных газов k есть величина постоянная, зависящая от природы газа, т. е. от числа атомов в молекуле газа. В табл. 1.2 приведены значения теплоемкостей c_p и c_v согласно молекулярно-кинетической теории.

Таблица 1.2. Значения удельной изобарной и удельной изохорной теплоемкостей и показателя адиабаты в зависимости от числа атомов в молекуле

Число атомов	c_v	c_p	$k = c_p/c_v$
1	2,98	4,36	1,67
2	4,97	6,97	1,4
3	5,96	7,96	1,53

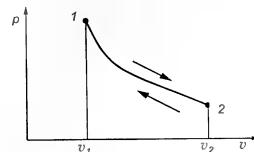
Протекание адиабатного процесса без теплообмена с окружающей средой может осуществляться в цилиндре, который имеет идеально теплоизолированные стенки. Однако в природе не существует такой изоляции. Поэтому адиабатный процесс есть идеальный процесс и на практике осуществить его невозможно. Реально можно получить процесс с некоторым приближением к идеальному адиабатному процессу. Например, если процессы протекают очень быстро, т. е. в такое короткое время, что газ не успевает принять или передать теплоту стенкам цилиндра.

На рис. 1.11 представлена p - v диаграмма адиабатного процесса.

Кривая адиабатного процесса называется адиабатой. Она представляет собой неравнобокую гиперболу.

Зависимость между давлением и объемом для двух точек адиабатного процесса имеет вид

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k. \quad (1.14)$$

Рис. 1.11. p - v диаграмма адиабатного процесса

При сравнении формулы (1.14) с формулой (1.13) видно, что при адиабатном расширении газа давление уменьшается интенсивнее, чем при расширении в изотермическом процессе, отсюда следует, что $p-v$ диаграмма адиабаты круче $p-v$ диаграммы изотермы.

Для начального и конечного состояний газа в адиабатном процессе

$$p_1 v_1 = RT_1 \quad \text{и} \quad p_2 v_2 = RT_2.$$

Разделив почленно второе уравнение на первое, получим

$$(p_2 v_2)/(p_1 v_1) = T_2/T_1$$

или

$$(p_2/p_1) = (T_2 v_2)/(T_1 v_1).$$

Подставив это выражение в формулу (1.12), получим

$$\begin{aligned} (T_2 v_1)/(T_1 v_2) &= (v_2/v_1)^k, \\ T_2/T_1 &= (v_1/v_2)^{k-1}. \end{aligned} \quad (1.15)$$

Из уравнения (1.14) следует, что

$$v_1/v_2 = (p_2/p_1)^{1/k},$$

а из уравнения (1.15)

$$v_1/v_2 = (T_2/T_1)^{1/(k-1)}.$$

Следовательно,

$$p_2/p_1 = (T_2/T_1)^{k/(k-1)}$$

или

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}. \quad (1.16)$$

Изменение внутренней энергии определяется формулой

$$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1).$$

На основании первого закона термодинамики

$$q = Al + (u_2 - u_1).$$

Так как процесс адиабатный, то

$$q = 0,$$

следовательно,

$$Al = -(u_2 - u_1).$$

откуда

$$l = (u_1 - u_2)/A.$$

Учитывая, что A — величина постоянная, можно сделать вывод о том, что удельная работа в адиабатном процессе получается только за счет изменения внутренней энергии рабочего тела.

Политропный процесс

Политропным процессом называют процесс, в котором могут изменяться одновременно все параметры газа (p, v, T), и между газом и окружающей средой осуществляется теплообмен.

Процессы в тепловых машинах, как правило, являются политропными.

Уравнение политропного процесса:

$$p v^n = \text{const}, \quad (1.17)$$

где n — показатель политропы.

Если выразить теплоемкость газа в политропном процессе через c_m , то показатель n будет иметь вид

$$n = (c_m - c_p)/(c_m - c_v).$$

Учитывая, что $c_p/c_v = k$, получим

$$nc_m - nc_p = c_m - kc_v.$$

откуда

$$c_m = c_v(n - k)/(n - 1).$$

Количество теплоты определяется из уравнения первого закона термодинамики

$$q = (u_2 - u_1) + Al$$

или из уравнения (1.3):

$$q = c_m(T_2 - T_1) = c_v(T_2 - T_1)(n - k)/n - 1. \quad (1.18)$$

Учитывая уравнения (1.13)—(1.17) для политропного процесса можно написать

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^n, \quad (1.19)$$

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{n-1}. \quad (1.20)$$

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(n-1)/k}. \quad (1.21)$$

Уравнение политропного процесса является общим для всех основных рассматриваемых процессов. Так уравнения изохорного, изобарного, изотермического и адиабатного процессов можно получить из уравнения политропного процесса, если показателю поли-

тropy n давать соответствующие значения. Например, если $n = \pm\infty$, то уравнение (1.17) примет вид $v = \text{const}$, что соответствует изохорному процессу, если $n = 0$, то $v^n = v^0 = 1$, и уравнение (1.17) примет вид $p = \text{const}$, что соответствует изобарному процессу, если $n = 1$, то уравнение политропного процесса преобразуется в уравнение адиабатного процесса $pv^k = \text{const}$.

Таким образом:

для изохорного процесса $n = \pm\infty$,

для изобарного процесса $n = 0$,

для изотермического процесса $n = 1$,

для адиабатного процесса $n = k$.

Кроме перечисленных процессов, являющимися частными случаями политропного процесса, уравнение (1.17) может выражать бесконечное число процессов, в каждом из которых показатель n будет иметь свое определенное значение, находящееся в пределе от $-\infty$ до $+\infty$.

1.2. Второй закон термодинамики

1.2.1. Физическая основа второго закона термодинамики

Первый закон термодинамики устанавливает количественное соотношение между различными видами энергии при их взаимном превращении. Однако он не дает ответа на вопрос о возможном направлении таких превращений и условиях, при которых преобразование энергии может быть реализовано.

В то же время было установлено, что не все процессы, связанные с передачей и преобразованием различных видов энергии, равно возможны. Так например, распространение тепловой энергии от горячих тел или участков системы к холодным протекает самопроизвольно, но обратные процессы в природе никогда не наблюдаются. Для того, чтобы охладить тело до температуры ниже окружающей среды, необходимо затратить энергию.

Таким же необратимым является процесс расширения сжатого газа в вакуум. Известно, что газ, сконцентрированный в одной части какого-либо резервуара и изолированный в нем перегородкой, самопроизвольно распространяется по всему объему, если в этой перегородке проделать отверстие. Однако молекулы газа никогда без постороннего вмешательства не соберутся вновь в ограниченной части пространства.

Особое значение для практики имеет необратимость взаимного преобразования теплоты и механической работы.

Опыт показывает, что преобразование механической энергии в тепловую всегда происходит полностью и самопроизвольно без каких-либо дополнительных условий или процессов.

Так, работа трения или удара целиком преобразуется в теплоту и нагревает систему, в которой эти процессы происходят. Подобным же образом в результате молекулярного трения повышается температура жидкости или газа из-за превращения кинетической энергии потока в теплоту. Однако обратное преобразование тепловой энергии, рассеянной в окружающей среде, в механическую работу самопроизвольно происходить не может. Переход этот возможен не полностью и лишь при соблюдении определенных условий.

Наблюдения характерных особенностей тепловой энергии привели к определению второго закона или второго начала термодинамики. Существует несколько эмпирических формулировок этого закона, каждая из которых описывает определенные внешние проявления рассмотренных особенностей теплоты и устанавливает, так или иначе, необратимость самопроизвольных термодинамических процессов.

Одна из таких формулировок утверждает, что *теплота не может самопроизвольно перейти от более холодного тела к более теплому*.

По другой формулировке *самопроизвольный выход термодинамической системы из равновесного состояния практически невозможен*.

Таким образом можно утверждать следующее:

- теплота только тогда может быть преобразована в механическую работу, когда в термодинамической системе имеется перепад температур;
- совершаемая работа зависит от уровня этих температур;
- полный переход теплоты в работу невозможен.

1.2.2. Цикл теплового двигателя

Принцип преобразования тепловой энергии в механическую работу состоит в использовании эффекта значительного объемного расширения газообразных рабочих тел при их нагревании.

Чтобы реализовать этот принцип необходимо иметь машину с рабочей полостью переменного объема, который должен быть заполнен рабочим телом. Один из вариантов такой машины — цилиндр с поршнем, перемещение которого позволяет изменять рабочий объем. При подводе теплоты к газу последний расширяется и,

оказывая силовое воздействие на поршень, перемещает его и производит внешнюю работу:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (1.22)$$

Из выражения (1.22) видно, что работа будет производиться только при увеличении объема рабочего тела, и как только возможности его расширения будут исчерпаны, преобразование прекратится. Для возобновления полезного действия машины, рабочее тело надо вернуть в исходное состояние, т. е. переместить поршень, уменьшив объем рабочего тела.

Таким образом, для непрерывного получения механической работы необходимо осуществить круговой процесс, т. е. цикл.

Циклом называется совокупность процессов, происходящих в определенной последовательности, в результате осуществления которых рабочее тело возвращается в первоначальное состояние.

На рис. 1.12 представлены $p-v$ диаграммы циклов работы тепловых машин.

В реальных тепловых двигателях после осуществления каждого цикла происходит смена рабочего тела. Однако возможны и замкнутые циклы, совершаемые с одним и тем же рабочим телом путем изменения параметров его состояния. С точки зрения термодинамики эти две схемы совершенно эквивалентны.

При уменьшении объема рабочего тела будет происходить его сжатие с изменением параметров состояния. При этом, чем больше повышается давление и температура газа, тем выше поднимается кривая сжатия, и тем больше затраты работы на его осуществление. Возможны случаи, когда линия сжатия располагается выше или ниже линии расширения (см. рис. 1.12).

Очевидно, что при необходимости получения полезной работы имеет смысл только такие циклы, в которых работа сжатия $l_{ск}$ ме-

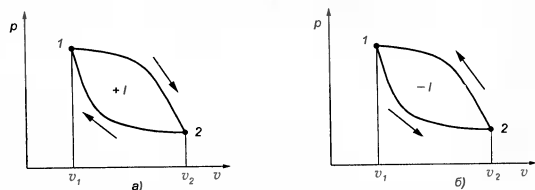


Рис. 1.12. Прямой (а) и обратный (б) циклы работы тепловых машин

ньше работы расширения l_p . Эти циклы называются прямыми (рис. 1.12, а). Они лежат в основе работы тепловых двигателей.

Полезная работа прямого цикла равна разности работ расширения l_p и сжатия $l_{ск}$:

$$l = l_p - l_{ск}.$$

В обратных циклах

$$l_p < l_{ск}.$$

Работа обратного цикла отрицательна и используется в холодильных машинах.

Таким образом, в непрерывно действующем тепловом двигателе необходимо периодическое повторение прямых циклов, в которых процесс сжатия должен характеризоваться минимальной затратой работы.

Для выполнения последнего условия требуется, чтобы сжатие происходило при наименьшем повышении текущих значений температуры и давления, что может быть достигнуто только в случае отвода теплоты в период возвращения рабочего тела в состояние минимального объема.

Если теплоту не отводить, то работа затраченная на сжатие будет по крайней мере, равна работе расширения и эффективность такой машины окажется равна нулю.

Таким образом, в любом случае неизменным условием преобразования тепловой энергии в механическую, является прямой или косвенный расход теплоты, подведенной в цикле на возвращение рабочего тела в состояние минимального объема. Основным показателем эффективности циклов тепловых двигателей является их термодинамический или термодинамический коэффициент полезного действия (КПД) η_T .

Термодинамический КПД определяет степень преобразования тепловой энергии в механическую в прямом цикле. Он представляет собой отношение величины тепловой энергии, преобразованной в механическую работу Al , ко всей подведенной теплоте q_1 :

$$\eta_T = Al/q_1. \quad (1.23)$$

В соответствии с законом сохранения энергии [формула (1.4)]

$$Al = q_1 - q_2,$$

где q_2 — количество теплоты, отведенной холодильником. Тогда

$$\eta_T = (q_1 - q_2)/q_1 = 1 - (q_2/q_1). \quad (1.24)$$

1.2.3. Цикл Карно

Одна из формулировок второго закона термодинамики звучит так: *непрерывным условием преобразования теплоты в механическую работу является процесс передачи теплоты холодильнику*. Поэтому важным вопросом является определение максимального КПД тепловых двигателей, работающих на идеальных газах.

Изучая эту проблему, французский инженер Карно в 1824 г. предложил цикл, который состоит только из обратимых процессов, совершаемый с идеальным газом. При этом Карно использовал такие процессы, которые наилучшим образом удовлетворяют своему назначению в цикле.

Знание данного цикла важно потому, что ни один из обратимых циклов не может иметь термический КПД выше термического КПД цикла Карно, осуществляемого при тех же перепадах температур.

Подвод и отвод теплоты в цикле Карно осуществляется изотермически, процессы сжатия и расширения протекают адиабатно, т. е. наиболее экономичным способом без тепловых потерь.

Двигатель, работающий по циклу Карно, представляет собой поршневую машину, цилиндр которой заполнен идеальным газом. Газ периодически контактирует с источником тепла, имеющим температуру T_1 , или с холодильником, имеющим температуру T_2 (рис. 1.13).

Пусть газ имеет первоначальную температуру T_1 и давление p_1 (точка 1). При нагревании газа от источника тепла происходит медленное изотермическое расширение (кривая 1—2) с подводом теплоты q_1 . После этого источник тепла удаляется и газ самопроизвольно расширяется без внешнего теплообмена (кривая 2—3) до температуры T_2 (точка 3). В процессе адиабатного расширения работа совершается за счет уменьшения внутренней энергии рабочего тела.

При осуществлении процесса расширения двигатель производит работу.

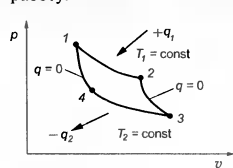


Рис. 1.13. p - v диаграмма цикла Карно

По окончании расширения цилиндр соприкасается с холодильником и осуществляется отвод тепла q_2 в холодильник (кривая 3—4), при этом рабочее тело меняет значения своих параметров, уменьшаясь в объеме, а его давление увеличивается. Затем рабочее тело возвращается в исходное состояние путем адиабатного сжатия (кривая 4—1).

В результате цикла Карно рабочее тело совершает полезную работу, соответствующую площади, заключенной внутри контура 1—2—3—4.

Эта работа эквивалентна разности между подведенной (q_1) и отведенной (q_2) теплотой, т. е.

$$l = (q_1 - q_2)/A.$$

Тогда термический КПД цикла Карно на основании формул (1.23) и (1.24) можно представить как

$$\eta_t = 1 - (q_2/q_1).$$

Для изотермических процессов

$$q_1 = RT_1 \ln(v_2/v_1),$$

$$q_2 = RT_2 \ln(v_3/v_4).$$

Отсюда

$$\eta_t = 1 - \frac{RT_2 \ln(v_3/v_4)}{RT_1 \ln(v_2/v_1)}.$$

Здесь отношения объемов v_3/v_4 и v_2/v_1 равны. Тогда

$$\eta_t = 1 - (T_2/T_1). \quad (1.25)$$

Анализируя последнее выражение, можно сделать следующие выводы.

1. Термический КПД обратимого цикла, осуществляемого между двумя источниками теплоты, не зависит от свойств рабочего тела, так как в выражении (1.25) нет каких-либо величин, отражающих свойства рабочего тела.

2. Термический КПД цикла Карно не может быть равен единице, поэтому не возможен полный переход теплоты в работу и неизбежна отдача неиспользованной части этой теплоты холодильнику. Теоретически КПД цикла Карно мог бы быть равен единице при $T_1 = \infty$ или $T_2 = 0$, однако, такие условия практически не достижимы. Его величина зависит от интервала температур T_1 и T_2 , в котором осуществляется цикл: чем выше температура T_1 , тем в большем удалении от равновесного состояния находится рабочее тело, и тем большая работа может быть получена при самопроизвольном процессе расширения.

3. Цикл Карно, составленный из оптимальных термодинамических процессов, обладает максимальным КПД из всех возможных

циклов, осуществляемых в том же интервале температур. Для любого цикла, отличного от цикла Карно.

$$\eta_r = 1 - (q_2/q_1) < 1 - (T_2/T_1).$$

Практически цикл Карно осуществить трудно и даже не целесообразно по причине чрезвычайно малой удельной работы и необходимости значительного увеличения габаритных размеров двигателя. Тем не менее, теоретическое значение цикла Карно огромно, так как он является неким эталоном при определении максимальной возможности полезного использования теплоты при данных температурных условиях. Сравнение термических КПД цикла Карно и любого другого цикла дает возможность судить о степени совершенства последнего.

1.2.4. Идеальный цикл компрессора

Компрессорами называются машины, предназначенные для сжатия газов.

Работа компрессора описывается индикаторной диаграммой (рис. 1.14), которая показывает зависимость давления в цилиндре компрессора от величины переменного объема цилиндра. Не следует отождествлять $p-v$ диаграмму с индикаторной диаграммой $p-V$. В $p-v$ диаграмме изображаются термодинамические процессы, в которых могут изменяться все три параметра p , v и T , но масса рабочего тела в течение всего процесса неизменна. В индикаторной диаграмме $p-V$ кроме процессов сжатия и расширения есть линии впуска и выпуска, и масса рабочего тела изменяется (при впуске увеличивается, а при выпуске уменьшается). Следовательно, линии впуска и выпуска являются линиями не термодинамических, а механических процессов.

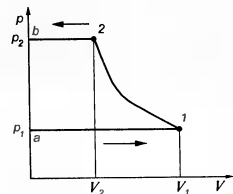


Рис. 1.14. Индикаторная диаграмма работы поршневого компрессора

Работа поршневого компрессора начинается при движении поршня от левого крайнего положения вправо (рис. 1.15). При этом воздух всасывается из окружающей среды (прямая $a-I$ на рис. 1.14), так как всасывающий клапан A автоматически отрывается, а нагнетательный клапан B закрыт из-за давления газа в резервуаре.

При обратном движении поршня воздух начинает сжиматься, его давле-

ние растет (см. рис. 1.14, кривая $I-2$), всасывающий клапан закрывается под действием силы давления. Когда давление в цилиндре становится равным давлению в резервуаре, нагнетательный клапан B открывается и начнется процесс нагнетания воздуха (прямая $2-b$). Так как процессы, соответствующие прямым $2-b$ и $a-I$, совершаются с изменением количества газа, то они не являются термодинамическими процессами.

Процесс сжатия (кривая $I-2$) — термодинамический, так как в нем участвует постоянное количество газа. Этот процесс может быть изотермическим, адиабатным или вообще политропным.

На рис. 1.16 показаны кривые различных вариантов процессов сжатия в компрессоре. Очевидно, что изотермический процесс ($n=1$) является идеальным для компрессоров, так как при этом процессе затрачивается минимальная работа на сжатие.

Характер процесса сжатия в компрессоре определяется эффективностью охлаждения цилиндра. При отсутствии теплообмена с окружающей средой процесс сжатия будет осуществляться адиабатно.

При интенсивном охлаждении можно приблизиться к изотермическому сжатию.

Для компрессора важным является получение заданного конечного давления газа с наименьшей затратой работы на процесс сжатия.

Работа компрессора (L_k) складывается из суммы работ сжатия ($L_{сж}$) и нагнетания ($L_{наг}$) без работы всасывания ($L_{всас}$), которое осуществляется за счет внешнего давления:

$$L_k = L_{сж} + L_{наг} - L_{всас}.$$

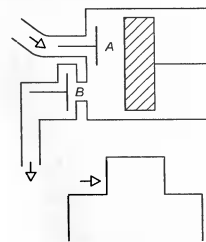


Рис. 1.15. Принципиальная схема поршневого компрессора

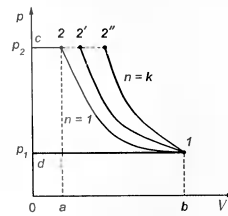


Рис. 1.16. Возможные варианты процессов сжатия в компрессоре

Однако

$$L_{сж} = s_{a21b0} = (p_2 V_2 - p_1 V_1)/(n-1);$$

$$L_{нат} = s_{0с2a0} = p_2 V_2;$$

$$L_{исс} = s_{0d1b0} = p_1 V_1,$$

поэтому

$$L_k = n(p_2 V_2 - p_1 V_1)/(n-1).$$

Очевидно, что минимальная работа, затрачиваемая на работу компрессора, будет при изотермическом сжатии. Поэтому относительно затраты работы выгоднее процесс сжатия осуществлять изотермическим процессом, чем политропным с показателем $n > 1$ или адиабатным, когда $n = k$.

В случае изотермического процесса с учетом уравнения (1.12) получим

$$L_k = 2,3 p_1 v_1 \lg(p_2/p_1),$$

где p_1 и p_2 — начальное и конечное давления газа, или

$$L_k = 2,3 ART_1 \lg(p_2/p_1). \quad (1.26)$$

Уравнение (1.26) справедливо для обратимого процесса сжатия газа и применимо к идеальным газам. Поэтому данная работа компрессора считается идеальной.

Реальный процесс сжатия газа в компрессоре сопровождается неизбежными потерями энергии на трение. В реальном компрессоре работа цикла будет больше работы, определяемой уравнением (1.26), на величину работы, необходимой для преодоления сопротивления в компрессоре. Вся эта работа перейдет в теплоту, которую необходимо отвести от газа. Кроме того, в реальном компрессоре поршень не доходит до левой стенки цилиндра (см. рис. 1.15), оставляя так называемое вредное пространство с остаточным давлением газа, которое впоследствии приводит к снижению производительности компрессора.

Контрольные вопросы

1. Что такое рабочее тело?
2. Почему в тепловых машинах в качестве рабочего тела используются газы и пары?
3. Что такое параметры состояния рабочего тела? Назовите их.

4. В чем заключается преимущество термодинамической температурной шкалы?
5. Чем отличается абсолютное давление от манометрического?
6. Что такое удельный объем вещества?
7. Напишите уравнение состояния идеального газа.
8. Что называется теплоемкостью газа?
9. Дайте формулировку первого закона термодинамики?
10. Что такое термодинамический процесс?
11. Как графически на p — v диаграмме определяется работа процесса?
12. Что такое изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы? Напишите их уравнения.
13. Что такое политропный процесс? Чему равен показатель политропы для изохорного, изобарного, изотермического и адиабатного процессов?
14. В чем заключается физическая основа второго закона термодинамики?
15. Что называется циклом теплового двигателя?
16. Что такое термодинамический КПД? Что он определяет?
17. Значение и особенности цикла Карно.
18. Что является основным при работе компрессора? Как вычисляется работа компрессора?

Глава 2

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВС

2.1. Классификация тепловых двигателей

По способу подвода теплоты к рабочему телу различают:

- двигатели внешнего сгорания;
 - двигатели внутреннего сгорания.
- Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) по способу реализации полезной работы цикла могут быть:
- поршневыми (роторно-поршневыми);
 - газотурбинными;
 - комбинированными;
 - реактивными.

ДВС — это тепловая машина, в которой подвод теплоты к рабочему телу осуществляется путем сжигания топлива внутри самого двигателя.

Рабочим телом в ДВС является на первом этапе воздух или смесь воздуха с легко воспламеняющимся топливом, а на втором этапе — продукты сгорания этого жидкого или газообразного топлива.

ДВС имеют два существенных преимущества.

Во-первых, так как источник теплоты находится внутри самого двигателя, нет необходимости в больших теплообменных поверхностях, что способствует его компактности.

Во-вторых, в двигателях внешнего сгорания внешний температурный предел рабочего тела ограничен свойствами конструктивных материалов, через которые осуществляется теплообмен. В двигателях же внутреннего сгорания, где тепловыделение происходит в самом рабочем теле, температурный предел может быть значительно выше. А так как стенки головки и цилиндра двигателя имеют принудительное охлаждение, то температурные границы цикла могут быть расширены и термический КПД может быть увеличен.

В поршневых и роторно-поршневых двигателях рабочее тело находится в замкнутом пространстве между неподвижными деталями и движущимся поршнем или ротором, которые воспринимают давление рабочего поршня и преобразуют его во внешнюю работу.

В газотурбинном двигателе рабочее тело расширяется в потоке, т. е. в незамкнутом пространстве. При тепловом расширении кинетическая энергия потока преобразуется в механическую работу на лопатках вращающегося рабочего колеса.

В реактивных двигателях рабочее тело расширяется также в незамкнутом пространстве, но кинетическая энергия газа преобразуется в работу не на лопатках колеса как в газотурбинном двигателе, а за счет сил реакции при выходе рабочего тела из двигателя в окружающую среду с большой скоростью.

Комбинированный двигатель представляет собой гибрид поршневого и газотурбинного двигателей.

Термин «двигатель внутреннего сгорания» получил распространение применительно к поршневым двигателям.

2.2. Принцип работы ДВС

Принцип действия ДВС показан на рис. 2.1, где для наглядности совмещена индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя и его принципиальная схема.

Поршень, перемещаемый в цилиндре диаметром D , шарнирно соединен с шатуном, который в свою очередь шарнирно соединен с кривошипом коленчатого вала. В головке цилиндра установлены

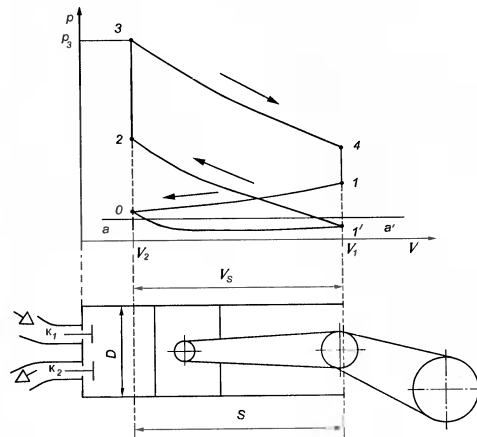


Рис. 2.1. Индикаторная диаграмма работы четырехтактного ДВС и его принципиальная схема

впускной k_1 и выпускной k_2 клапаны, которые связывают полость внутри цилиндра с окружающей средой. Поршень совершает возвратно-поступательное движение (ход поршня S), а коленчатый вал — вращательное. Так как двигатель четырехтактный, одному обороту коленчатого вала соответствуют два хода поршня.

При движении поршня от клапанов внутрь цилиндра через впускной клапан k_1 засасывается горючая смесь (кривая $0-1$). Прямая $a-a'$ соответствует давлению окружающей среды. При впуске не происходит изменение параметров состояния смеси (p , v и T), меняются лишь масса (G) и объем (V) смеси. При обратном движении поршня горючая смесь сжимается по адиабате (кривая $1'-2$). Происходит изменение состояния смеси, параметры p , v и T при постоянном количестве смеси, заключенной в цилиндре, при сжатии изменяются. Клапаны при этом закрыты.

По окончании сжатия смесь зажигается и очень быстро сгорает. Прямая $2-3$ соответствует изменению состояния рабочего тела, причем происходит изменение как термодинамических параметров, так и химического состава рабочего тела. До вспышки (точка 2) ра-

бочее тело представляло собой горячую смесь, в конце горения (точка $З$) это уже продукт горения.

На этом этапе происходит очень резкое увеличение давления (p) и температуры (T). Теплотой, выделившейся в результате сгорания смеси, нагреваются продукты сгорания, их давление и температура увеличиваются.

Когда поршень делает третий ход, происходит процесс расширения газов (кривая $З-4$), осуществляется адиабатный процесс изменения состояния продуктов сгорания.

При четвертом ходе поршня, который совпадает по направлению со вторым, из цилиндра удаляются продукты сгорания через выпускной клапан κ_2 . Причем начало этого процесса совпадает с концом процесса расширения (прямая $4-1$). Избыточное давление в цилиндре падает. При этом не происходит изменения состояния рабочего тела, так как падает давление с p_4 до p_1 не в результате охлаждения рабочего тела посредством теплообмена в холодильнике, а путем выпуска рабочего тела, т. е. без теплообмена.

Далее, при движении поршня в сторону клапанов происходит принудительное удаление остатков продуктов сгорания из цилиндра (кривая $1-0$), меняется масса (G) и объем (V) рабочего тела. Далее цикл повторяется.

Таким образом, цикл двигателя внутреннего сгорания формируется четырьмя взаимно-поступательными ходами поршня, называемыми тактами двигателя. Поэтому данный двигатель называется четырехтактным.

Если у двигателя отсутствуют такты выпуска и впуска, то он называется двухтактным, и его вал делает один оборот за цикл. Цикл двухтактного двигателя состоит из тех же процессов, что и для четырехтактного, а название тактов определяется основными процессами, которые протекают в цилиндре (такт расширения и такт сжатия). При этом процессы впуска свежего заряда и выпуска продуктов сгорания осуществляются соответственно в начале такта сжатия и в конце такта расширения, протекая почти одновременно.

Площадь фигуры 1234 на индикаторной диаграмме соответствует работе за один цикл.

На рис. 2.1 показана индикаторная диаграмма четырехтактного ДВС. Диаграмма термодинамического цикла отлична от индикаторной диаграммы, так как она показывает изменение состояния рабочего тела, а индикаторная — изменение давления в цилиндре в зависимости от положения поршня.

ДВС, как это видно из рис. 2.1, не работают по замкнутому круговому процессу, но их циклы условно считают круговыми обратными

циклами и при их исследовании используют те же термодинамические методы изучения, для чего действительные процессы, протекающие в ДВС, заменяются обратимыми термодинамическими процессами. Составленный из термодинамических обратимых процессов цикл исследуется на термический КПД, работу и параметры состояния.

Исследование теоретических циклов позволяет определить максимальный с точки зрения термодинамики КПД в данных условиях и факторы, которые влияют на экономичность двигателя.

По принципу работы, т. е. по характеру подвода теплоты к рабочему телу циклы ДВС можно разбить на три группы:

- 1) циклы с подводом теплоты к газу при постоянном объеме;
- 2) циклы с подводом теплоты к газу при постоянном давлении;
- 3) смешанные циклы — с подводом теплоты к газу частично при постоянном объеме, частично при постоянном давлении.

Термодинамические циклы исследуются одним методом, который включает в себя следующие этапы:

- 1) по условию и характеру работы двигателя строится индикаторная диаграмма цикла;
- 2) определяются параметры рабочего тела в характерных точках на основании формул, выражающих соотношения между параметрами состояния для процессов данного цикла;
- 3) определяются теплота и работа цикла;
- 4) определяется термический КПД цикла по формуле

$$\eta_t = 1 - (q_2/q_1);$$

- 5) выявляются факторы, влияющие на термодинамический КПД, и определяются пути его повышения.

Отличия реальных или действительных циклов от термодинамических рассматриваются в главе 3.

2.3. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме называется циклом Отто по имени немецкого конструктора Н. А. Отто, осуществившего этот цикл в 1876 г.

Горячей смесью в цикле Отто является воздух, смешанный с парами бензина или любым другим легко испаряющимся веществом.

На рис. 2.2 представлена $p-v$ диаграмма двигателя, работающего именно по циклу Отто. Идеализированный замкнутый цикл,

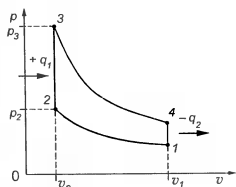


Рис. 2.2. Цикл поршневого ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме

мая поршень перемещается от нижней мертвой точки (НМТ) к верхней мертвой точке (ВМТ).

При положении поршня в ВМТ и постоянном объеме v_2 (см. рис. 2.2, прямая 2—3) осуществляется процесс подвода теплоты q_1 к рабочему телу. При этом давление и температура рабочего тела повышаются.

При движении поршня от ВМТ к НМТ (кривая 3—4) происходит процесс адиабатного расширения газа.

Отвод теплоты ($-q_2$) от рабочего тела к холодильнику соответствует прямой 4—1 и осуществляется при постоянном объеме, когда поршень находится в НМТ.

Характеристиками цикла являются степень сжатия ϵ и степень повышения давления λ .

Степень сжатия показывает, во сколько раз уменьшается объем газа в процессе сжатия:

$$\epsilon = v_1/v_2, \quad (2.1)$$

где v_1 — удельный объем газа в начале хода сжатия или полный объем при положении поршня в НМТ; v_2 — удельный объем газа в конце хода сжатия или объем над поршнем при его положении в ВМТ (объем камеры сгорания).

Степень повышения давления показывает, во сколько раз повышается давление газа в результате подвода к нему теплоты при постоянном объеме:

$$\lambda = p_3/p_2, \quad (2.2)$$

где p_1 — давление газа в конце подвода теплоты; p_2 — давление газа в начале подвода теплоты.

термодинамически эквивалентный циклу Отто, состоит из двух адиабат (рис. 2.2, кривые 1—2 и 3—4) и двух изохор (прямые 2—3 и 4—1). Работа, производимая двигателем за цикл, выражается площадью фигуры 23412.

Так как в этом цикле участвует постоянное количество рабочего тела, то линии впуска и выпуска отсутствуют. Кривая 1—2 соответствует процессу адиабатного (условно без теплообмена) сжатия газа, в это вре-

Так как параметры начального состояния (точка 1) всегда известны, то параметры всех других состояний могут быть выражены через p_1 , v_1 и T_1 .

Так как ϵ и λ выражены через v и p , то и они являются параметрами состояния.

Двигатели, работающие по данному циклу, имеют ϵ от 6 до 11; λ от 3 до 5.

2.3.1. Параметры характерных точек

Объем газа

Точка 1 индикаторной диаграммы (см. рис. 2.2) соответствует объему газа, значение которого можно определить из выражения

$$v_1 - v_2 = v_h,$$

где v_h — объем вытесняемый поршнем при его перемещении от НМТ до ВМТ или рабочий объем цилиндра.

Так как $v_1/v_2 = \epsilon$, а $v_2 = v_1 - v_h$, то $\epsilon = v_1/(v_1 - v_h)$ или

$$v_1 = \epsilon v_1 - \epsilon v_h.$$

Откуда

$$v_1(\epsilon - 1) = \epsilon v_h$$

и

$$v_1 = \epsilon v_h / (\epsilon - 1). \quad (2.3)$$

Точка 2 соответствует объему газа, определяемого из формулы $v_1/v_2 = \epsilon$.

Подставляя в значение v_1 выражение (2.3), получим

$$v_2 = v_h / (\epsilon - 1).$$

Объем газа, соответствующий точке 3, равен объему газа, соответствующему точке 2, а объем газа, соответствующий точке 4, равен объему газа, соответствующему точке 1, т. е.

$$v_3 = v_2 \quad \text{и} \quad v_4 = v_1.$$

Давление газа

Давление газа, соответствующее точке 2 на индикаторной диаграмме, определяется исходя из того, что процесс сжатия (кривая 1—2) адиабатный. Следовательно,

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k.$$

Так как $v_1/v_2 = \varepsilon$, то $p_2 = p_1 \varepsilon^k$, где k — показатель адиабаты. Давление, соответствующее точке 3, определяется по формуле (2.2).

Тогда $p_3 = p_2$ или

$$p_3 = p_1 \varepsilon^k \lambda. \quad (2.4)$$

Давление, соответствующее точке 4, определяется из соотношения

$$p_4/p_3 = (v_3/v_4)^k,$$

тогда

$$p_4 = p_3 (v_3/v_4)^k, \\ v_3 = v_2, \text{ а } v_4 = v_1.$$

Следовательно,

$$p_4 = p_3 (v_2/v_1)^k,$$

но

$$v_2/v_1 = 1/\varepsilon,$$

поэтому

$$p_4 = p_3 (1/\varepsilon)^k = p_3 / \varepsilon^k.$$

Или, учитывая формулу (2.4), получим

$$p_4 = p_1 \lambda.$$

Температура газа

Температура, соответствующая точке 2 (см. рис. 2.2), определяется из выражения (1.15):

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1}.$$

Тогда

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}. \quad (2.5)$$

Температура, соответствующая точке 3, определяется из соотношения параметров p и T при изохорном процессе (прямая 2—3), т. е. из выражения

$$T_3/T_2 = p_3/p_2.$$

Так как

$$p_3/p_2 = \lambda,$$

то

$$T_3 = \lambda T_2$$

или

$$T_3 = \lambda T_1 \varepsilon^{k-1}. \quad (2.6)$$

Температура, соответствующая точке 4, определяется по формуле

$$T_4/T_2 = (v_3/v_4)^{k-1}.$$

Так как $v_3 = v_2$, а $v_4 = v_1$, то

$$T_4/T_3 = (v_2/v_1)^{k-1}.$$

Учитывая формулу (2.6) и то, что $v_2/v_1 = 1/\varepsilon$, получим

$$T_4 = \lambda T_1. \quad (2.7)$$

2.3.2. Определение внешней теплоты и работы цикла

Процесс, соответствующий кривой 1—2 на индикаторной диаграмме (см. рис. 2.2), является адиабатным. Поэтому для него $q = 0$.

В изохорном процессе (прямая 2—3) подводится теплота q_1 , величина которой определяется по формуле

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2).$$

Из формул (2.6) и (2.5) определим значения T_3 и T_2 , получим

$$q_1 = c_v (\lambda T_1 \varepsilon^{k-1} - T_1 \varepsilon^{k-1})$$

или

$$q_1 = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1). \quad (2.8)$$

Процесс, соответствующий кривой 3—4, также адиабатный и для него также $q = 0$.

В изохорном процессе (прямая 4—1) теплота отводится, количество отводимой теплоты определяется по формуле

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1)$$

или на основании формулы (2.7)

$$q_2 = c_v (T_1 \lambda - T_1),$$

тогда

$$q_2 = c_v T_1 (\lambda - 1). \quad (2.9)$$

Работа цикла определяется из выражения

$$l_{ц} = (q_1 - q_2) / A.$$

Без учета коэффициента пропорциональности A , подставляя значения q_1 и q_2 , получим

$$l_{ц} = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1) - c_v T_1 (\lambda - 1)$$

или

$$l_{ц} = c_v T_1 (\lambda - 1) (\varepsilon^{k-1} - 1). \quad (2.10)$$

2.3.3. Термический КПД цикла

Согласно определению

$$\eta_r = 1 - (q_2 / q_1).$$

Подставляя вместо q_2 и q_1 выражения (2.9) и (2.8), получим

$$\eta_r = 1 - \frac{c_v T_1 (\lambda - 1)}{c_v T_1 \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1)}$$

или

$$\eta_r = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}. \quad (2.11)$$

Уравнение (2.10) показывает, что работа цикла тем больше, чем больше степень сжатия ε и степень повышения давления λ .

Увеличение степени сжатия на одном и том же двигателе можно достигнуть, уменьшая объем камеры сгорания V_2 . Увеличение степени повышения давления можно осуществить путем увеличения количества подводимой теплоты q_1 .

Уравнение (2.11) показывает, что термический КПД цикла зависит только от степени сжатия и растет с его увеличением.

Однако увеличение степени сжатия ограничивается свойствами горючей смеси, состоящей из топлива и воздуха, которая способна воспламениться без специального поджигания. Для этого достаточно, чтобы температура горючей смеси была равна температуре ее самовоспламенения.

В конце такта сжатия $T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$, т. е. T_2 растет с увеличением ε . Поэтому, увеличивая ε , можно получить температуру вспышки раньше, чем поршень придет в ВМТ, что приведет к ненормальной работе двигателя и даже его поломке. Результатом такого ограничения является то, что у существующих бензиновых двигателей степень сжатия доходит лишь до 7–12 единиц.

Кроме того, анализ показывает, что при дальнейшем наращивании степени сжатия рост термического КПД замедляется.

Увеличение степени повышения давления λ влечет за собой увеличение максимального давления в цикле (так как в этом случае подводится большее количество теплоты q_1). Это приводит к увеличению значений сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, что вызывает потребность в изготовлении более прочного двигателя, а значит и более тяжелого. Кроме того, возрастает максимальная температура цикла, а это приводит к росту термической напряженности двигателя.

Таким образом, термический КПД и работа двигателей, работающих по циклу Отто, ограничены значениями λ и ε . Поэтому двигатели, появившиеся в 80-х годах, нуждались в усовершенствовании. Однако карбюраторные двигатели, работающие по циклу Отто, получили широкое распространение. Они применяются на легковых и грузовых автомобилях.

2.4. Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении

Степень сжатия ε в цикле может быть существенно повышена, если сжимать не горючую смесь, а чистый воздух, а затем в конце процесса сжатия ввести в цилиндр горючее вещество.

Именно на этом основан цикл Дизеля (названный по имени немецкого инженера Р. Дизеля, построившего в 1887 г. двигатель, работавший по этому принципу). Степень сжатия в двигателях с циклом Дизеля обычно достигает 15–20 единиц.

В цилиндр двигателя засасывается чистый воздух, затем сжимается до тех пор, пока его температура не станет выше температуры самовоспламенения топлива. Такой температуры воздух должен достичь в конце хода поршня. Тогда в цилиндр через специальную форсунку подается распыленное жидкое топливо. У Дизеля это топливо подавалось к форсунке сжатым воздухом, который в свою очередь нагнетался компрессором под давлением 5–6 МПа. Распыляясь через форсунку, топливо воспламенялось в цилиндре и сгорало примерно при постоянном давлении, так как поршень в этот момент перемещался, объем увеличивался.

После прекращения подачи топлива продукты сгорания расширяются до тех пор, пока поршень не достигнет крайнего положения.

На рис. 2.3 показана индикаторная диаграмма поршневого ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении. Кривая 1–2 соответствует процессу адиабатного сжатия, прямая 2–3 — процессу

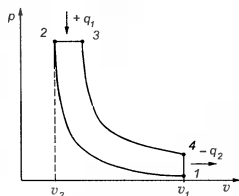


Рис. 2.3. Цикл поршневого ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении

Двигатели, работающие по данному циклу, имеют ϵ от 12 до 20, а ρ от 1,5 до 2,5.

Используя метод, применяемый при определении КПД и удельной работы в цикле Отто, в данном случае получим формулы для определения работы цикла:

$$l_u = c_v T_1 (k \epsilon^{k-1} (\rho - 1) - \rho^k + 1) \quad (2.12)$$

и термического КПД:

$$\eta_v = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \epsilon^{k-1} (\rho - 1)}. \quad (2.13)$$

Из формул (2.12) и (2.13) видно, что работа цикла увеличивается вместе с увеличением степени сжатия и количества подведенной теплоты, которая характеризуется степенью предварительного расширения ρ , а термический КПД цикла увеличивается с увеличением степени сжатия ϵ . В то же время с увеличением ρ (кривая 3—4, рис. 2.4) адиабата расширения будет уменьшаться, а значение температуры, при которой от газа отводится теплота, приблизится к T_3 . Поэтому при увеличении ρ уменьшается η_v цикла.

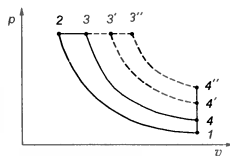


Рис. 2.4. Диаграммы циклов с изобарным подводом тепла, имеющие различные степени предварительного расширения

подвода теплоты при постоянном давлении, кривая 3—4 — процессу адиабатного расширения, а прямая 4—1 — процессу отвода теплоты при постоянном объеме.

Характеристиками цикла являются степень сжатия ϵ и степень предварительного расширения ρ :

$$\rho = v_3/v_2,$$

где v_3 — объем рабочего тела в конце подвода теплоты; v_2 — объем рабочего тела в начале подвода теплоты.

Рост степени сжатия выше 15—18 единиц в цикле Дизеля ограничивается увеличением расхода работы на преодоление сил трения в двигателе.

Известным недостатком двигателя Дизеля по сравнению с двигателем Отто является необходимость затраты работы на привод компрессора, большие габаритные размеры компрессорной установки и тихходность, обусловленная медленным сгоранием топлива.

2.5. Цикл со смешанным подводом теплоты

Стремление обеспечить высокий термический КПД цикла в сочетании с большой работой цикла привело к созданию так называемого бескомпрессорного поршневого двигателя, где топливо подается не сжатым до 4—5 МПа воздуху, а механическим насосом под давлением свыше 30 МПа. Высокое давление обеспечивает хорошее распыливание топлива. Часть топлива, наиболее хорошо перемешанная с воздухом, быстро сгорает, практически при постоянном объеме, а часть топлива, которая не успела перемешаться с воздухом, горит медленнее, уже при движении поршня в сторону расширения, так что можно считать давление поршня постоянным.

Данный цикл был предложен в 1904 г. русским инженером Г. В. Тринклером.

Кривая 1—2 на рис. 2.5 соответствует процессу адиабатного сжатия, кривая 2—3 процессу подвода теплоты при постоянном объеме, прямая 3—4 — процессу подвода теплоты при постоянном давлении, кривая 4—5 — процессу адиабатного расширения газа, прямая 5—1 — процессу отвода теплоты при постоянном объеме.

Характеристиками цикла являются:

$$\epsilon = v_1/v_2; \quad \lambda = p_3/p_2; \quad \rho = v_4/v_3.$$

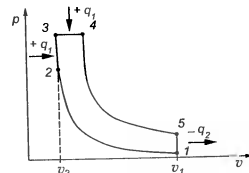


Рис. 2.5. Цикл поршневого ДВС со смешанным подводом теплоты

Двигатели, работающие по данному циклу, имеют ϵ от 15 до 20; λ от 1,4 до 2,4; ρ от 1,1 до 1,6.

В данном цикле удельная работа вычисляется по формуле

$$l_{ци} = c_v T_1 [\epsilon^{k-1} (\lambda - 1) + k \lambda \epsilon^{k-1} (\rho - 1) - (\lambda \rho^k - 1)], \quad (2.14)$$

а КПД цикла — по формуле

$$\eta_r = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\epsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]}. \quad (2.15)$$

Анализ формулы (2.15) показывает, что термический КПД цикла со смешанным подводом теплоты зависит от всех трех параметров, т. е. от ϵ , λ и ρ .

2.6. Сравнение различных циклов ДВС

Результаты исследований показывают, что при одинаковых степенях сжатия наиболее экономичен цикл с подводом теплоты при постоянном объеме, так как в этом случае подвод теплоты осуществляется при наиболее высокой температуре и сообщенная рабочему телу теплота обладает наибольшей работоспособностью.

При одинаковых степенях сжатия увеличение λ в цикле с подводом теплоты при постоянном объеме приведет к росту максимального давления цикла, а в цикле Дизеля этого не произойдет, так как $\lambda = 1$. Однако приток максимального давления сопровождается большими нагрузками на детали кривошипно-шатунного механизма, что вызывает увеличение сил трения в механизме. Следовательно, увеличение λ , а вместе с ним и работы в цикле с подводом теплоты при постоянном объеме не всегда компенсируется более высоким η_r цикла.

Преимуществом циклов с подводом теплоты при постоянном давлении и со смешанным подводом теплоты являются более высокие степени сжатия. Поэтому циклы поршневых ДВС целесообразно сравнивать при одинаковых максимальных давлениях и одинаковых количествах подведенной теплоты. В этом случае цикл Дизеля будет обладать более высоким термическим КПД по сравнению с циклом Отто.

Так как смешанный цикл и цикл с подводом теплоты при постоянном давлении осуществляются с одинаковыми степенями сжатия, а максимальное давление у смешанного цикла оказывается больше (так как $\lambda > 1$), то и термический КПД смешанного цикла оказывается более высоким.

Контрольные вопросы

1. Дайте классификацию тепловых двигателей. В чем их отличие?
2. Объясните принцип действия четырехтактного ДВС, используя индикаторную диаграмму.
3. На какие группы по принципу работы делятся циклы ДВС?
4. От каких величин и как зависит работа и КПД цикла с подводом теплоты при постоянном объеме?
5. Что такое степень сжатия и степень повышения давления?
6. Почему в цикле с подводом теплоты при постоянном объеме ограничено увеличение степени сжатия и степени повышения давления?
7. От каких величин и как зависит работа и КПД цикла с подводом теплоты при постоянном давлении?
8. Что такое степень предварительного расширения?
9. Почему увеличение степени предварительного расширения приводит к уменьшению КПД цикла Дизеля?
10. В чем основной недостаток двигателя Дизеля?
11. Какие величины степеней сжатия используются в циклах Отто, Дизеля и Тринклера? У каких из них наиболее высокий КПД?

Глава 3 ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ДВС

3.1. Отличие действительных циклов четырехтактных двигателей от теоретических

Наибольший КПД можно теоретически получить только в результате использования термодинамического цикла, варианты которого были рассмотрены в главе 2.

Важнейшие условия протекания термодинамических циклов:

- неизменность рабочего тела;
- отсутствие всяких тепловых и газодинамических потерь, кроме обязательного отвода теплоты холодильником.

В реальных поршневых ДВС механическая работа получается в результате протекания действительных циклов.

Действительным циклом двигателя называется совокупность периодически повторяющихся тепловых, химических и газодинамических процессов, в результате которых термодинамическая энергия топлива преобразуется в механическую работу.

Действительные циклы имеют следующие принципиальные отличия от термодинамических циклов:

- действительные циклы являются разомкнутыми, и каждый из них осуществляется с использованием своей порции рабочего тела;
- вместо подвода теплоты в действительных циклах происходит процесс сгорания, который протекает с конечными скоростями;
- изменяется химический состав рабочего тела;
- теплоемкость рабочего тела, представляющего собой реальные газы изменяющегося химического состава, в действительных циклах постоянно меняется;
- идет постоянный теплообмен между рабочим телом и окружающими его деталями.

Все это приводит к дополнительным потерям теплоты, что в свою очередь ведет к снижению КПД действительных циклов.

3.1.1. Индикаторная диаграмма

Если термодинамические циклы изображают зависимость изменения абсолютного давления (p) от изменения удельного объема (v), то действительные циклы изображаются как зависимости изменения давления (p) от изменения объема (V) (свернутая индикаторная диаграмма) или изменения давления от угла поворота коленчатого вала (φ) (развернутая индикаторная диаграмма).

На рис. 3.1 и 3.2 показаны свернутая и развернутая индикаторные диаграммы четырехтактных двигателей.

Развернутая индикаторная диаграмма может быть получена экспериментально с помощью специального прибора — индикатора давления. Индикаторные диаграммы можно получить и расчетным путем на основе теплового расчета двигателя, но менее точные.

Индикаторные диаграммы используются для изучения и анализа процессов, протекающих в цилинд-

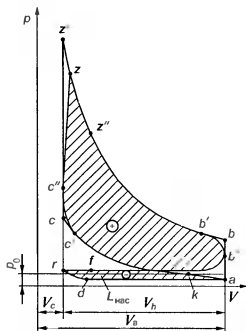


Рис. 3.1. Свернутая индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с принудительным воспламенением

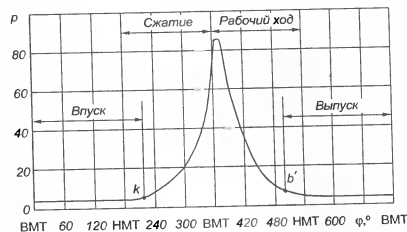


Рис. 3.2. Развернутая индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля

ре двигателя. Так, например, площадь свернутой индикаторной диаграммы, ограниченная линиями сжатия, сгорания и расширения, соответствует полезной или индикаторной работе L_i действительного цикла. Величиной индикаторной работы характеризуется полезный эффект действительного цикла:

$$L_i = Q_1 - Q_2, \quad (3.1)$$

где Q_1 — количество подведенной в действительном цикле теплоты; Q_2 — тепловые потери действительного цикла.

В действительном цикле Q_1 зависит от массы и теплоты сгорания топлива, вводимого в двигатель за цикл.

Степень использования подводимой теплоты (или экономичность действительного цикла) оценивают индикаторным КПД η_i , который представляет собой отношение теплоты, преобразованной в полезную работу L_i , к теплоте подведенной в двигатель Q_1 :

$$\eta_i = L_i / Q_1. \quad (3.2)$$

С учетом формулы (3.1) формулу (3.2) индикаторного КПД можно записать так:

$$\eta_i = (Q_1 - Q_2) / Q_1 = 1 - (Q_2 / Q_1). \quad (3.3)$$

Следовательно, теплоиспользование в действительном цикле зависит от величины тепловых потерь. В современных ДВС эти потери составляют 55—70%.

Основные составляющие тепловых потерь Q_2 :

- потери теплоты с отработавшими газами в окружающую среду;
- потери теплоты через стенки цилиндра;
- неполнота сгорания топлива из-за местного недостатка кислорода в зонах горения;

- утечка рабочего тела из рабочей полости цилиндра из-за неплотности прилегающих деталей;
- преждевременный выпуск отработавших газов.

Для сравнения степени использования теплоты в действительных и термодинамических циклах используют относительный КПД

$$\eta_o = \eta_i / \eta_r.$$

В автомобильных двигателях η_o от 0,65 до 0,8.

Действительный цикл четырехтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала и состоит из следующих процессов:

- газообмена — выпуск свежего заряда (см. рис. 3.1, кривая *frak*) и выпуск отработавших газов (кривая *b'b'rd*);
- сжатия (кривая *akc'c'*);
- сгорания (кривая *c'c''z'z''*);
- расширения (кривая *c'z'b'b''*).

При выпуске свежего заряда поршень движется, освобождая над собой объем, который заполняется смесью воздуха с топливом в карбюраторных двигателях и чистым воздухом в дизелях.

Начало впуска определяется открытием впускного клапана (точка *f*), конец впуска — его закрытием (точка *k*). Начало и конец впуска соответствуют открытию и закрытию впускного клапана соответственно в точках *b'* и *d*.

Не заштрихованная зона *b'b''* на индикаторной диаграмме соответствует потере индикаторной работы вследствие падения давления в результате открытия впускного клапана до прихода поршня в НМТ (предварение выпуска)

Сжатие фактически осуществляется с момента закрытия впускного клапана (кривая *k—c'*). До закрытия впускного клапана (кривая *a—k*) давление в цилиндре остается ниже атмосферного (p_0).

В конце процесса сжатия топливо воспламеняется (точка *c'*) и быстро сгорает с резким нарастанием давления (точка *z*).

Так как воспламенение свежего заряда происходит не в ВМТ, и сгорание протекает при продолжающемся перемещении поршня, расчетные точки *c* и *z* не соответствуют реально протекающим процессам сжатия и сгорания. В результате площадь индикаторной диаграммы (заштрихованная зона), а значит и полезная работа цикла меньше термодинамической или расчетной.

Воспламенение свежего заряда в бензиновых и газовых двигателях осуществляется от электрического разряда между электродами искровой свечи.

В дизелях топливо воспламеняется за счет теплоты нагретого от сжатия воздуха.

Образовавшиеся в результате сгорания топлива газообразные продукты создают давление на поршень, вследствие чего совершается такт расширения или рабочий ход. При этом энергия теплового расширения газа преобразуется в механическую работу.

3.2. Процессы газообмена

Очистка цилиндров двигателя от продуктов сгорания и наполнение их свежим зарядом называется **процессом газообмена**.

Количество свежего заряда, оставшегося в цилиндре после завершения процесса газообмена существенно влияет на мощность, развиваемую двигателем.

В четырехтактных двигателях процессы газообмена протекают на протяжении двух ходов поршня, который в это время работает подобно насосу, поэтому эти процессы иногда называют насосными, а ходы поршня, соответствующие этим процессам — насосными ходами.

В двигателе с наддувом воздух из окружающей среды нагнетается компрессором под давлением p_k , которое больше p_0 . При этом температура воздуха повышается до температуры T_k .

На рис. 3.3 представлена схема впускной и выпускной систем четырехтактного карбюраторного двигателя без наддува, а на рис. 3.4 — дизеля с наддувом. В безнаддувном двигателе воздух поступает из окружающей среды при давлении p_0 и температуре T_0 .

На рис. 3.4 показана система турбонаддува, где для привода компрессора используется кинетическая энергия отработавших газов, но возможен и механический привод, когда компрессор приводится в действие от коленчатого вала.

Процесс газообмена начинается с момента открытия впускного клапана (рис. 3.5, точка *b'*), а заканчивается с закрытием впускного клапана (точка *a_0*).

Процесс впуска осуществляется при движении поршня от ВМТ (точка *r*) к НМТ (точка *a*). Количество свежего заряда, поступающего в цилиндр в течение процесса впуска, зависит от общего гидравлического сопротивления впускной системы, т. е. от разности между давлением окружающей среды p_0 и давлением в цилиндре p_p , которая изменяется по мере перемещения поршня от ВМТ к НМТ.

В начале процесса впуска в цилиндре двигателя происходит снижение давления газов, оставшихся от предыдущего цикла (так называемых остаточных газов) как за счет увеличения объема цилиндра при движении поршня к НМТ, так и за счет продолжающегося выпуска через впускной клапан до точки *d*. С момента умень-

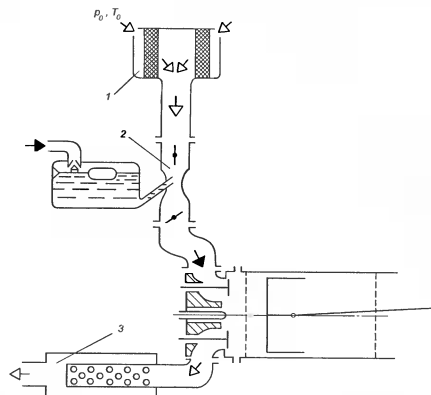


Рис. 3.3. Схема впускной и выпускной систем карбюраторного двигателя без наддува: 1 — воздушный фильтр; 2 — диффузор карбюратора; 3 — глушитель шума отработавших газов

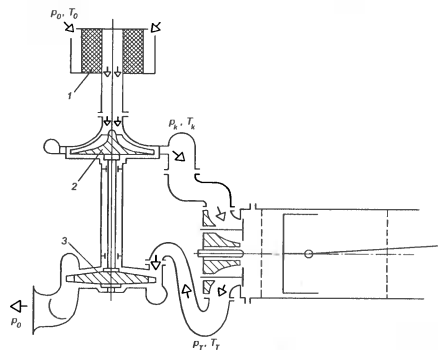


Рис. 3.4. Схема впускной и выпускной систем дизеля с наддувом: 1 — воздушный фильтр; 2 — насосное колесо компрессора; 3 — турбинное колесо компрессора

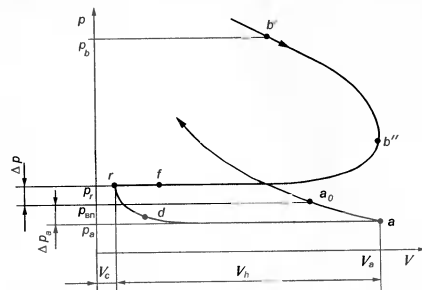


Рис. 3.5. Индикаторная диаграмма процессов газообмена

шения давления в цилиндре до давления на впуске или несколько ниже через впускной клапан начнет поступать свежий заряд и к моменту прихода поршня в НМТ (точка a) в цилиндре установится давление p_a , величина которого меньше давления $p_{ин}$ на впуске:

$$p_a = p_{ин} - \Delta p_a$$

где Δp_a — потери давления на впуске, зависящие от сопротивления впускной системы и режимов работы двигателя.

Чем меньше потеря давления во впускной системе к моменту прихода поршня в НМТ, тем большее количество свежего заряда заполнит цилиндр.

Процесс выпуска отработавших газов начинается в конце такта расширения за $40...70^\circ$ поворота коленчатого вала до прихода поршня в ВМТ (точка b' на рис. 3.5). При этом происходит свободный выпуск под действием остаточного давления газа в цилиндре (0,4...0,6 МПа в двигателе без наддува). За время свободного выпуска удаляется до 50...70 % отработавших газов. При движении поршня от НМТ к ВМТ происходит *принудительный выпуск* оставшихся газов.

3.2.1. Влияние фаз газораспределения на процессы газообмена

Установлено, что для лучшего газообмена впускной клапан необходимо начать открывать примерно за $10-30^\circ$ до прихода поршня в ВМТ, а выпускной закрывать спустя $10-50^\circ$ после прохода поршнем ВМТ. Следовательно, существует период, во время которого оба клапана находятся в открытом состоянии.

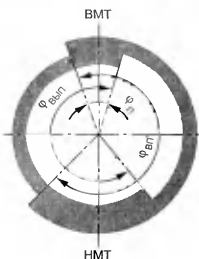


Рис. 3.6. Диаграмма фаз газораспределения

Период, когда одновременно открыты оба клапана, называется перекрытием клапанов, а периоды, выраженные в градусах угла поворота коленчатого вала, в течение которых клапаны открыты, называют фазами газораспределения. Графическое изображение фаз газораспределения — диаграмма показана на рис. 3.6.

Во время перекрытия клапанов происходит и поступление в цилиндр свежего заряда, и выпуск отработавших газов. Этот процесс газообмена называется продувкой цилиндра. При продувке свежий заряд смешивается с отработавшими газами и часть его выходит через выпускной клапан, а часть через впускной клапан возвращается в систему впуска (обратный выброс). Так происходит в карбюраторных двигателях при работе на режиме холостого хода, когда дроссельная заслонка сильно прикрыта, и поэтому давление в системе впуска снижается. То же самое может происходить и при малых частотах вращения коленчатого вала, когда инерция свежего заряда не велика, и поршень во время запаздывания закрытия впускного клапана часть свежего заряда вытесняет обратно в цилиндр. В результате количество свежего заряда, оставшегося в цилиндре после окончания впуска, оказывается меньше общего количества свежего заряда, поступившего в цилиндр при газообмене.

В табл. 3.1 представлены фазы газораспределения некоторых автомобильных двигателей. Как следует из этой таблицы, у всех четырехтактных двигателей впускные клапаны открываются и закрываются со значительным опережением и запаздыванием.

Этапы опережения, запаздывания и перекрытия клапанов позволяют улучшить очистку и наполнение цилиндров.

Опережение открытия впускного клапана обеспечивает достаточное проходное сечение к началу поступления свежего заряда в цилиндр, что позволяет увеличить эффективную пропускную способность клапана во время всего впуска, а значит, и наполнение цилиндра.

Запаздывание закрытия впускного клапана кроме повышения пропускной способности позволяет использовать инерцию свежего заряда для дополнительной подачи его в цилиндр — дозарядка цилиндра.

Опережение открытия выпускного клапана обеспечивает более эффективную очистку цилиндра за счет избыточного давления отра-

Таблица 3.1. Фазы газораспределения некоторых автомобильных двигателей, поворота коленчатого вала

Двигатель	Впускные клапаны			Выпускные клапаны			Перекрытие клапанов
	Начало открытия до ВМТ	Конец закрытия после НМТ	Продолжительность открытия	Начало открытия до НМТ	Конец закрытия после ВМТ	Продолжительность открытия	
ВАЗ-2121	12,5	51	243,5	38	10	228	23,5
ВАЗ-2108	33	79	292	47	17	244	50
ММЗ-245	9	48	237	40	17	237	26
УЗАМ-331	20	65	265	67	18	265	38
ЭМЗ-53-11	36	52	268	70	18	268	36
ЗИЛ-508.10	31	83	294	67	47	294	31
ЯМЗ-238	20	56	256	56	20	256	40
ЯМЗ-КАЗ-642	10	46	236	66	10	256	10
КамАЗ-740	13	49	242	66	10	256	23

ботавших газов в конце процесса расширения и тем самым снизить потери мощности двигателя на принудительное выталкивание отработавших газов на такте выпуска. Запаздывание закрытия клапана позволяет дополнительно удалить из цилиндра некоторое количество остаточных газов путем использования их инерции движения через выпускной клапан и за счет перепада давлений между цилиндром и окружающей средой.

Если клапаны открываются с большим опережением и закрываются с большим запаздыванием, фазы газораспределения называются широкими. Если опережение открытия и запаздывание закрытия клапанов незначительны, фазы газораспределения называются узкими.

В большинстве случаев высокооборотные двигатели имеют более широкие фазы газораспределения, чем двигатели малооборотные.

Для эффективного газообмена важно обеспечить большие проходные сечения в клапанных щелях, которые в процессе открытия и закрытия клапана меняются, поэтому пропускную способность клапанов характеризуют параметром, называемым «время—сечение»:

$$\int_0^{\tau} f dt = \frac{1}{6n} \int_{\varphi_1}^{180-\varphi_2} f dt,$$

где f — переменное проходное сечение в клапанной щели; τ — время открытого состояния клапана; n — частота вращения коленчатого вала; φ_1 и φ_2 — углы поворота коленчатого вала при опережении открытия и запаздывании закрытия клапана.

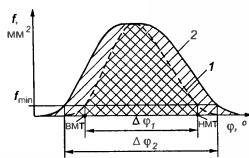


Рис. 3.7. Изменение параметра «время—сечение» клапана при различных фазах распределения: 1 — закрытие и открытие клапана без опережения и запаздывания; 2 — открытие и закрытие клапана с опережением и запаздыванием

«Время—сечение» соответствует площади, ограниченной кривой $f=f(\varphi)$ и осью абсцисс. Сравнения параметров «время—сечение» при различных фазах газораспределения показано на рис. 3.7.

3.2.2. Параметры процесса газообмена

Параметры процесса газообмена можно разделить на две группы:

1) параметры, определяющие состояние рабочего тела в характерных точках процесса;

2) параметры, характеризующие совершенство процессов наполнения и очистки цилиндров в целом.

К первой группе относятся:

- ΔT — пологрев заряда от нагретых деталей,
- p_a — давление конца наполнения,
- T_a — температура конца наполнения.

Ко второй группе относятся коэффициент наполнения η_v и коэффициент остаточных газов γ_r .

Коэффициент наполнения

Коэффициентом наполнения называется отношение количества свежего заряда, по массе, действительно поступившего в цилиндр, к количеству свежего заряда, также по массе, которое могло бы заполнить рабочий объем цилиндра при давлении и температуре в исходном состоянии на впуске в двигатель, т. е.

$$\eta_v = M/M_h = G/G_h = G/V_h p, \quad (3.4)$$

где M — число молей свежего заряда действительно поступившего в цилиндр; M_h — число молей свежего заряда, теоретически способного заполнить рабочий объем цилиндра; G — масса свежего заряда, поступившего в цилиндр; G_h — масса свежего заряда, теоретически

способного заполнить рабочий объем цилиндра; V_h — объем цилиндра; p — плотность свежего заряда на впуске.

Давление и температура на впуске:

- для двигателей без наддува — давление p_0 и температура T_0 окружающего воздуха;
- для двигателей с наддувом — давление p_k и температура T_k воздуха после нагнетателя.

Коэффициент наполнения характеризует качество процесса впуска и учитывает отклонение условий внутри цилиндра от условий на впуске в двигатель. Производители двигателей всегда стремятся к увеличению значений η_v .

Коэффициент наполнения является основной характеристикой качества процесса газообмена.

Коэффициент остаточных газов

Коэффициентом остаточных газов называется отношение числа молей остаточных газов в цилиндре двигателя к числу молей свежего заряда, поступившего в цилиндр после завершения процесса впуска:

$$\gamma_r = M_r/M, \quad (3.5)$$

где γ_r — коэффициент остаточных газов, M_r — число молей остаточных газов, находящихся в цилиндре двигателя; M — число молей свежего заряда.

Коэффициент остаточных газов используют для оценки степени очистки цилиндров двигателя от продуктов сгорания. Он определяет относительное содержание их в рабочем теле.

Чем меньше γ_r , тем большее количество свежего заряда можно разместить в цилиндре, следовательно, получить двигатель большей мощности с тем же рабочим объемом. Поэтому всегда стремятся получить минимальные значения γ_r .

Температура конца наполнения

В конце процесса наполнения внутренняя энергия рабочего тела (см. рис. 3.5, точка a) будет равна сумме внутренней энергии свежего заряда и внутренней энергии остаточных газов:

$$\mu_{v_0} M_a T_a = \mu_{v_r} M_r (T_0 + \Delta T) + \mu_{v_r} M_r T_r,$$

где μ_{v_0} , μ_{v_r} , μ_{v_r} — молярные теплоемкости при постоянном объеме рабочего тела, свежего заряда и остаточных газов соответственно; M_a — число молей рабочего тела в конце наполнения T_a — темпера-

тура конца наполнения: M — число молей свежего заряда; T_0 — температура свежего заряда на впуске в двигатель; ΔT — величина подогрева свежего заряда от деталей двигателя; M_r — число молей остаточных газов; T_a — температура остаточных газов.

Приняв $\mu_{c_{v0}} = \mu_{c_v}$ и $\mu_{c_{v_r}} = \mu_{c_{v_r}}$, получим

$$M_r T_a = M(T_0 + \Delta T) + \psi M_r T_r,$$

где ψ — коэффициент, учитывающий отличие мольной теплоемкости остаточных газов от мольной теплоемкости свежего заряда.

Выразив M_r и M_a через M , получим

$$(1 + \gamma_r) T_a = (T_0 + \Delta T) + \psi \gamma_r T_r,$$

откуда

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \psi \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r). \quad (3.6)$$

Для двигателей с наддувом

$$T_a = (T_k + \Delta T + \psi \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r). \quad (3.7)$$

где T_k — температура свежего заряда на впуске в двигатель после компрессора.

Из формул (3.6) и (3.7) видно, что температура конца наполнения T_a зависит от подогрева заряда ΔT , температуры остаточных газов T_r и коэффициента остаточных газов γ_r .

3.2.3. Уравнение коэффициента наполнения

Если принять, что процесс наполнения совершается без дозарядки, то он завершится при давлении p_a и температуре T_a (см. рис. 3.1, точка a). В этот момент в цилиндре будет находиться число молей, которое рассчитывается по формуле

$$M_a = M + M_r, \quad (3.8)$$

а с учетом формулы (3.5)

$$M_a = M(1 + \gamma_r).$$

Тогда число молей свежего заряда будет

$$M = M_a / (1 + \gamma_r). \quad (3.9)$$

Из уравнения состояния газа в точке a

$$p_a V_a = 8314 M_a T_a,$$

откуда число молей рабочего тела в точке a

$$M_a = p_a V_a / 8314 T_a. \quad (3.10)$$

Подставляя значения в уравнение (3.9) получим

$$M = p_a V_a / 8314 T_a (1 + \gamma_r). \quad (3.11)$$

Для определения числа молей заряда, который может теоретически разместиться в рабочем объеме цилиндра, уравнение состояния газа примет вид

$$p_0 V_h = 8314 M_h T_0,$$

откуда

$$M_h = p_0 V_h / 8314 T_0. \quad (3.12)$$

Подставив значения M и M_h в уравнение (3.4), получим

$$\eta_v = (V_a/V_h) \cdot (p_a/p_0) \cdot (T_0/T_a) \cdot [1/(1 + \gamma_r)]. \quad (3.13)$$

Выразив рабочий объем через V_a и V_c и умножив все выражение на V_c , получим

$$V_a/V_h = V_a V_c / V_c (V_a - V_c) = \epsilon / (\epsilon - 1).$$

Тогда

$$\eta_v = [\epsilon / (\epsilon - 1)] \cdot (p_a/p_0) \cdot (T_0/T_a) \cdot [1/(1 + \gamma_r)]. \quad (3.14)$$

Для двигателей с наддувом вместо давления p_0 и температуры T_0 окружающей среды подставляют давление p_k и температуру T_k заряда, поступающего от компрессора:

$$\eta_v = [\epsilon / (\epsilon - 1)] \cdot (p_a/p_k) \cdot (T_k/T_a) \cdot [1/(1 + \gamma_r)]. \quad (3.15)$$

Подставив в уравнения (3.14) и (3.15) выражения (3.6) и (3.7), получим

$$\eta_v = [\epsilon / (\epsilon - 1)] \cdot (p_a/p_0) \cdot [T_0 / (T_0 + \Delta T + \psi \gamma_r T_r)] \quad (3.16)$$

и

$$\eta_v = [\epsilon / (\epsilon - 1)] \cdot (p_a/p_k) \cdot [T_k / (T_k + \Delta T + \psi \gamma_r T_r)]. \quad (3.17)$$

3.2.4. Факторы, влияющие на процессы газообмена

Если для четырехтактного двигателя принять, что процесс выпуска заканчивается в ВМТ, то согласно уравнению состояния газа

$$M_r = p_r V_c / (8314 T_r),$$

где p_r и T_r — абсолютное давление и абсолютная температура остаточных газов соответственно, V_c — объем камеры сгорания.

С учетом уравнения (3.5) увеличению коэффициента η_r будут способствовать следующие факторы:

- увеличение сопротивления выпускного клапана и всей выпускной системы (приводят к увеличению p_r);
- теплопередача при сгорании и расширении и несоответствующий режиму работы состав смеси (приводят к уменьшению T_c);
- степень сжатия. Если учесть, что $V_c = V_h / (\epsilon - 1)$, то следует, что чем больше ϵ , тем меньше η_r . Поэтому у дизелей значение коэффициента остаточных газов меньше, чем у двигателей с принудительным воспламенением.

Что касается процесса наполнения, то из уравнений (3.14) и (3.16) видно, что коэффициент наполнения зависит от степени сжатия ϵ , давления в конце наполнения p_n , давления p_0 и температуры T_0 окружающей среды, температуры T_n в конце наполнения, коэффициента η_r и температуры T_r остаточных газов величины подогрева свежего заряда ΔT .

В зависимости от того, как повлияют на перечисленные параметры конструктивные особенности и эксплуатационные условия двигателя, изменится коэффициент наполнения η_n .

Подогрев свежего заряда

Во время выпуска в двигатель свежий заряд подогревается от нагретых деталей на величину ΔT . По определению коэффициента наполнения его величина напрямую зависит от массы свежего заряда действительно поступившего в цилиндр, которая в свою очередь зависит от плотности воздуха.

Подогрев заряда способствует снижению η_n , так как при этом снижается плотность заряда. Однако на бензиновых двигателях подогрев необходим для обеспечения лучшего испарения топлива. При этом надо иметь в виду, что подогрев следует осуществлять только до тех пор, пока увеличение мощности двигателя из-за лучшего испарения смеси будет компенсировать снижение той же мощности вследствие уменьшения η_n . В дизелях иногда для увеличения наполнения цилиндров по массе свежий заряд воздуха наоборот охлаждают.

Сопротивление на впуске

Сопротивление поступлению в цилиндр свежего заряда в первую очередь зависит от сопротивления проходной щели впускного клапана, ее формы, шероховатости впускных клапанов и впускно-

го трубопровода, сопротивления карбюратора и воздухоочистителя. Чем больше сопротивление, тем меньше давление конца наполнения p_n и тем меньше η_n . Поэтому подбор рациональной формы и специальная обработка впускного тракта позволяют увеличить η_n . Сопротивление впускных систем у дизелей и двигателей, оснащенных впрыском бензина, меньше, чем у карбюраторных двигателей в виду отсутствия сопротивления дроссельной заслонки.

Сопротивление на впуске в большей степени влияет на величину η_n , чем сопротивление на выпуске, так как сопротивление на выпуске зависит от величины остаточных газов. Поэтому в двигателях без наддува стремятся к увеличению диаметра впускного клапана и делают его несколько больше по сравнению с выпускным. Иногда делают по два впускных и два выпускных клапана, реже — два впускных и один выпускной.

В силу вышеперечисленных причин при эксплуатации нельзя допускать чрезмерного загрязнения воздухоочистителя, увеличения тепловых зазоров в приводе клапанов и значительный износ кулачков распределительного вала.

Частота вращения коленчатого вала

С повышением частоты вращения коленчатого вала сопротивление впускной системы возрастает пропорционально квадрату частоты вращения. Поэтому давление p_n в цилиндре в конце наполнения снижается, что характерно как для карбюраторных двигателей, так и для дизелей (рис. 3.8).

Понижение p_n при малых частотах вращения коленчатого вала происходит из-за обратного выброса во впускную систему вследствие запаздывания закрытия впускного клапана (выброс тем больше, чем меньше частота вращения коленчатого вала).

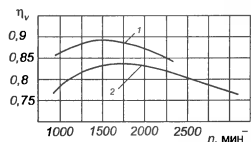


Рис. 3.8. Влияние частоты вращения коленчатого вала на коэффициент наполнения (полная нагрузка): 1 — в дизеле; 2 — в карбюраторном двигателе

Нагрузка на двигатель

С ростом нагрузки увеличивается развиваемая мощность двигателя. Влияние нагрузки на коэффициент наполнения у дизелей и карбюраторных двигателей различно (рис. 3.9).

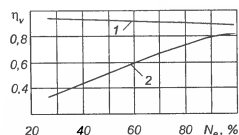


Рис. 3.9. Влияние нагрузки (N_b) на коэффициент наполнения (полная нагрузка): 1 — в дизеле; 2 — в карбюраторном двигателе

В дизеле для увеличения мощности в цилиндры впрыскивается большее количество топлива, что приводит к росту температуры деталей двигателя и, как следствие, к увеличению подогрева (ΔT) свежего заряда. Поэтому в дизелях с ростом нагрузки наблюдается некоторое снижение η_v .

В карбюраторных двигателях для увеличения нагрузки поворачивают дроссельную заслонку, создавая тем самым меньшее сопротивление на выпуске. При этом увеличивается количество свежего заряда, а следовательно и давления p_o конца наполнения. Вследствие увеличения массы свежего заряда его подогрев на выпуске снижается. Поэтому зависимость коэффициента наполнения от нагрузки в карбюраторных двигателях близка к линейной.

Условия окружающей среды

Развиваемая двигателем мощность зависит от массы воздушного заряда. Чем ниже температура окружающей среды и выше атмосферное давление, тем больше масса свежего заряда заполнит цилиндры двигателя. С повышением давления заряда снижаются относительные потери на выпуске и значение отношение p_o/p_0 увеличивается, что приводит к росту η_v . Этим объясняются более высокие значения η_v у двигателей с наддувом по сравнению с двигателями без наддува.

С другой стороны установлено, что с ростом T_0 растет и η_v , в соответствии с формулой (3.13). Однако при этом снижается плотность воздуха, а значит и подача свежего заряда за один цикл:

$$G_{\text{шт}} = \eta_v V_p \rho.$$

Отсюда следует, что увеличение коэффициента наполнения η_v не всегда означает, что в цилиндры поступает большая масса свежего заряда. Поэтому следует различать относительную характеристику наполнения, каковой является коэффициент η_v , и массовое наполнение, которое характеризуется абсолютным количеством свежего заряда (G_b), поступающего в двигатель в течение одного часа.

Часовой расход воздуха G_b прямопропорционально зависит от плотности воздуха.

Степень сжатия

С ростом степени сжатия ϵ коэффициент наполнения η_v будет уменьшаться пропорционально величине $\epsilon/(\epsilon - 1)$. В действительности эта связь сложнее, так как с ростом степени сжатия изменяются и другие величины, влияющие на значение η_v . Экспериментально было установлено, что рост ϵ на значения η_v значительного влияния не оказывает.

Параметры остаточных газов

Температура остаточных газов T_r на коэффициент наполнения η_v влияет незначительно. Однако увеличение давления остаточных газов p_r приводит к увеличению плотности и массы отработавших газов (например, при увеличении частоты вращения коленчатого вала), что снижает массовое наполнение цилиндра свежим зарядом. К росту T_r приводят увеличенные тепловые зазоры в приводе выпускных клапанов, загрязнение глушителя или нейтрализатора отработавших газов.

Параметры газообмена приведены в табл. 3.3.

3.2.5. Токсичность отработавших газов и пути предотвращения загрязнения окружающей среды

Основные компоненты, содержащиеся в отработавших газах ДВС, представлены в табл. 3.2.

Таблица 3.2. Основные компоненты отработавших газов, %

Двигатели	N ₂	O ₂	H ₂ O (пар)	CO ₂	CO	N ₂ O _x	C _x H _y	C (сажа)
Бензиновые	74–77	0,3–0,8	3–5,5	5–12	5–10	До 0,8	0,2–3	До 0,4
Дизели	76–78	2–18	0,5–4	1–10	0,02–5	До 0,5	До 0,5	До 1,1

Токсичные вещества, содержащиеся в отработавших газах

Оксид углерода (CO) — газ без цвета и запаха. Приводит к развитию у человека кислородной недостаточности, нарушению центральной нервной системы, поражению дыхательной системы, ухудшению

зрения. Увеличенные среднесуточные концентрации CO способствуют возрастанию смертности лиц с сердечно-сосудистыми заболеваниями. При содержании в воздухе 0,05 % CO слабое отравление наступает через 1 ч, при 1 % человек теряет сознание через несколько вдохов.

Оксиды азота (N_2O_x) представляют собой смесь NO_2 , N_2O_3 и N_2O_4 . В результате их воздействия нарушается функция бронхов и легких, особенно у людей с сердечно-сосудистыми заболеваниями. При концентрации в воздухе 0,001 % по объему оксиды азота вызывают раздражение слизистых оболочек носа и глаз, при 0,002 % начинается кислородное голодание, при 0,008 % – отек легких.

Сернистый ангидрид – бесцветный газ с резким запахом, становится причиной возникновения бронхитов, астмы и других респираторных заболеваний.

Углеводороды – группа соединений C_xH_y . В результате реакции с окислами азота образуют смог.

Бенз(а)пирен – полициклический ароматический углеводород, попадая в организм человека, накапливается и является причиной образования злокачественных опухолей.

Сажа (С) – твердый фильтрат отработавших газов, сам по себе опасности не представляет, но является накопителем канцерогенных веществ.

Соединения свинца – появляются в отработавших газах в случае применения этилированного бензина, поражают центральную нервную систему и кровеносные органы человека.

Для снижения количества выбрасываемых в окружающую среду вредных веществ разрабатывается ряд мер, которые направлены на достижение как можно более полного сгорания топлива. Для этого необходимо улучшать процессы смесеобразования, обеспечивать приготовление оптимального состава горючей смеси для каждого режима работы двигателя. С этой целью создают все более совершенные конструкции карбюраторов, обеспечивают подогрев топлива на различных участках впускной системы, используют электронное управление не только системой питания, но и зажиганием, а также планируется полный переход на впрысковую систему питания бензиновых двигателей.

На двигателях, где традиционно применяют карбюраторы, устанавливаются системы автоматического управления экономайзером принудительного холостого хода (САУПХХ), позволяющие отключать производительную подачу топлива на особенно вредных (по содержанию СО) режимах работы.

Применение форкамерно-факельного зажигания позволяет обеспечить работу двигателя на бедных смесях, что приводит к уменьшению токсичных компонентов в составе отработавших газов.

Применение нейтрализаторов отработавших газов в выпускной системе позволяет дополнительно снизить токсичные вещества в отработавших газах.

Закрытая (принудительная) система вентиляции картера устраняет выброс в окружающую среду вредных веществ вместе с картерными газами.

Переход работы ДВС с традиционных топлив на альтернативные также приводит к снижению содержания вредных компонентов в отработавших газах.

Таблица 3.3. Параметры газообмена

Параметр	Двигатели с искровым зажиганием	Дизели
Коэффициент остаточных газов, γ_r	0,06...0,08	0,03...0,06
Давление конца выпуска P_r , МПа	0,11...0,12	0,11...0,12
Температура конца выпуска T_r , К	900...1000	600...900
Коэффициент наполнения η_v	0,75...0,80	0,8...0,9
Давление впуска P_a , МПа	0,08...0,09	0,08...0,09
Подогрев заряда ΔT , К	0...25	20...40
Температура впуска T_{a1} , К	320...380	310...350

3.3. Процесс сжатия

Свежий заряд с примесью остаточных газов после процесса впуска подвергается сжатию.

Назначение процесса сжатия:

- увеличение температурного перепада, при котором осуществляется действительный цикл;
- улучшение воспламенения и горения топлива;
- получение большей работы при расширении продуктов сгорания и повышение экономичности двигателя.

Процесс сжатия происходит при движении поршня от НМТ к ВМТ после закрытия впускного клапана. Но если в термодинамиче-

ских циклах сжатие происходило без теплообмена (адиабатическое сжатие), то в действительных циклах этот процесс сопровождается непрерывным, переменным по величине и направлению теплообменом между рабочим телом и окружающими его деталями, частичной потерей рабочего тела через неплотности в сопряжениях деталей и испарением части находящегося в цилиндре в капельножидком состоянии топлива. Таким образом, процесс сжатия носит политропный характер.

В начале сжатия происходит теплопередача от деталей к рабочему телу, так как температура T_a рабочего тела в этот момент ниже температуры стенок полости цилиндра. В результате кривая процесса сжатия в p - V координатах проходит несколько круче кривой адиабатного сжатия (рис. 3.10), и показатель n_1 политропы сжатия больше показателя k адиабаты сжатия.

При дальнейшем сжатии температура рабочего тела увеличивается, и теплообмен между рабочим телом и окружающими его деталями снижается. В какой-то момент температура рабочего тела становится равной температуре стенок цилиндра, и наступает мгновенный адиабатный процесс. Показатели политропы и адиабаты сжатия становятся равными: $n_1 = k$ (точка d).

При продолжении сжатия температура рабочего тела становится выше средней температуры окружающих его деталей, и теплота начинает переходить от рабочего тела к деталям двигателя. В этом случае кривая сжатия проходит выше кривой адиабаты сжатия, $n_1 < k$. Причем разность значений увеличивается по мере приближения поршня к ВМТ.

При расчетах использовать переменные значения показателя политропы затруднительно. Поэтому применяют постоянное значение показателя n_1 , которое находится от 1,2 до 1,4 и называется средним.

Большее значение показателя политропы сжатия принимает при более высоких частотах вращения коленчатого вала, при этом процесс сжатия приближается к адиа-

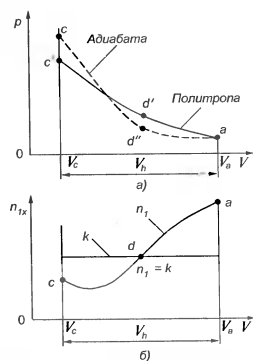


Рис. 3.10. Зависимость изменения давления (а) и показателя политропы сжатия (б) от объема полости цилиндра

батному. Это же наблюдается и при увеличении размеров цилиндра, так как уменьшается относительная величина поверхности охлаждения цилиндра. По этим же причинам пуск двигателей с небольшими габаритными размерами цилиндров вызывает определенные сложности.

Величина относительной поверхности охлаждения цилиндра оказывает значительное влияние на теплообмен, а значит и на показатель n_1 в процессе сжатия, которая представляет собой отношение площади контактной поверхности рабочего тела и деталей в процессе сжатия к рабочему объему цилиндра.

При неизменном рабочем объеме цилиндров относительная величина поверхности охлаждения уменьшается с увеличением диаметра цилиндра. Поэтому чем диаметр D больше хода поршня S , тем больше значение среднего показателя политропы сжатия.

Значения n_1 увеличиваются при использовании наддува и алюминиевых сплавов вместо чугуна при изготовлении деталей цилиндропоршневой группы, а также камеры сгорания небольших габаритных размеров.

При износе цилиндропоршневой группы возрастают утечки рабочего тела, и значения n_1 уменьшаются. Этим объясняются затруднения пуска при значительных износах деталей двигателя.

3.3.1. Параметры процесса сжатия

К параметрам процесса сжатия относят давление p_c и температуру T_c рабочего тела в конце сжатия.

Представление сжатия как политропного процесса со средним постоянным по величине показателем политропы позволяет использовать термодинамические зависимости для определения величин p_c и T_c :

$$p_c = p_a (V_a / V_c)^{n_1} \quad (3.18)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (3.19)$$

Таким образом, давление p_c и температура T_c конца сжатия растут с увеличением давления p_a и температуры T_a конца наполнения, а также с увеличением степени сжатия ε и показателя политропы сжатия n_1 .

Некоторые значения параметров процесса сжатия для различных двигателей приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4. Значения параметров процесса сжатия для различных двигателей

Параметр	Дизель без наддува	Дизель с наддувом*	Бензиновый двигатель**
Степень сжатия ϵ	15–23	12–15	6,5–10
Средний показатель политропы сжатия n_1	1,35–1,38	1,33–1,37	1,35–1,38
Давление в конце сжатия p_c , МПа	2,9–6	До 8	1,2–2,2
Температура в конце сжатия T_c , К	700–900	1000	600–900

* При давлении наддува $p_k < 0,2$ МПа и без промежуточного охлаждения воздуха после компрессора.

** При полностью открытом дросселе.

3.4. Процесс сгорания

3.4.1. Скорость сгорания

В действительных циклах работы двигателя рабочее тело нагревается в результате сгорания, которое начинается в конце сжатия и происходит в основном в начальный период расширения. При этом химическая энергия топлива превращается в тепловую, которая в свою очередь частично преобразуется в механическую работу.

В качестве топлива для поршневых ДВС широко используются продукты переработки нефти, которые представляют собой различные углеводородные соединения. В этом случае процесс сгорания является химической реакцией соединения углерода и водорода с кислородом. Этот процесс имеет несколько стадий и сопровождается образованием различных промежуточных продуктов, которые в ряде случаев способствуют дальнейшему развитию реакций, выполняя роль катализаторов.

Для воспламенения топлива необходимо повысить кинетическую энергию молекул до такого уровня, при котором скорость реакции резко возрастет, что приведет к возникновению цепной реакции окисления. В зависимости от способа повышения энергии реагирующих молекул различают принудительное воспламенение и самовоспламенение.

При принудительном воспламенении пламя образуется вследствие сильного нагрева небольшого объема рабочей смеси от постороннего источника тепловой энергии, например электрического разряда, пламени и т. п.

При самовоспламенении пламя образуется вследствие разогрева до определенной температуры всей рабочей смеси. Это достигается

предварительным сжатием рабочего тела, поэтому такое воспламенение называется воспламенением от сжатия.

Несмотря на различия способов воспламенения, механизм воспламенения одинаков и заключается в прогрессирующем самоускорении химических реакций, что в конечном итоге сводится к достижению температуры воспламенения отдельных очагов в камере сгорания.

Из появившихся очагов начального воспламенения пламя распространяется по всему объему камеры сгорания. Под распространением пламени понимается последовательное принудительное воспламенение слоев свежего заряда рабочей смеси. Процесс сгорания каждого слоя проходит в узкой зоне, которая разделяет несгоревшую смесь от продуктов сгорания. Эта зона называется *фронтом пламени*. Путь, который проходит фронт пламени в единицу времени называется *скоростью распространения пламени*.

Скорость распространения пламени по камере сгорания во многих случаях зависит от состава горючей смеси, которая характеризуется коэффициентом избытка воздуха.

Коэффициентом избытка воздуха называется отношение количества воздуха действительно находящегося в смеси к количеству воздуха, которое теоретически требуется для полного сгорания всего находящегося в ней топлива:

$$\alpha = G_a / (G_0 I_0), \quad (3.20)$$

где G_0 — часовой расход воздуха; I_0 — количество воздуха теоретически необходимое для сгорания одного килограмма топлива (для нефтяных топлив он составляет примерно 14,8 кг); G_a — часовой расход топлива.

Наибольшая скорость сгорания в бензовоздушной смеси достигается при коэффициенте избытка воздуха от 0,85 до 0,9, так как в этом случае температура газов во фронте пламени становится максимальной и способствует ускорению прогрева и воспламенению прилегающих слоев свежей рабочей смеси.

При сильном обеднении смеси ($\alpha > 1$), как и при сильном обогащении ($\alpha < 1$) скорость сгорания значительно снижается вплоть до прекращения воспламенения.

Составы переобогащенной и переобедненной горючих смесей, при которых пламя гаснет, называются соответственно верхним и нижним пределами воспламенения. Эти пределы зависят от свойств топлива и условий горения. В двигателях с искровым воспламенением при использовании нефтяных топлив эти пределы составляют: $\alpha_{\min} = 0,3$; $\alpha_{\max} = 1,3$. При наличии в смеси остаточных газов пределы воспламенения сужаются.

Для своевременного завершения тепловыделения в камере сгорания необходимо чтобы скорость сгорания была 30–50 м/с. Для этого свежий заряд подвергается интенсивному завихрению (турбулизации).

3.4.2. Химические реакции при сгорании

Как было отмечено выше, нефтяные топлива для поршневых ДВС являются смесью различных углеводородов, элементарный состав которых выражается в единицах массы:

$$C + H + O = 1,$$

где С, Н и О — массовые доли углерода, водорода и кислорода соответственно в 1 кг топлива.

В табл. 3.5 приведен средний элементарный состав жидких топлив.

Таблица 3.5 Элементарный состав жидких нефтяных топлив

Топливо	С	Н	О
Бензин	0,855	0,145	—
Дизельное топливо	0,87	0,125	0,005

Элементарный состав топлива определяет теоретически необходимое количество воздуха для его полного сгорания:

$$l_0 = (1/0,23)(8C/3 + 8H - O)$$

или

$$l_0 = (1/0,21)(C/12 + H/4 - O/32),$$

$$l_0 = \mu_n L_0,$$

где l_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; L_0 — теоретически необходимое количество воздуха (в киломолях) для сгорания 1 кг топлива; 0,23 — массовое содержание кислорода в 1 кг воздуха; $\mu_n = 28,96$ — масса одного киломоля воздуха.

Горячая смесь в карбюраторном двигателе состоит из воздуха и паров топлива. Ее количество определяется уравнением

$$\mu_1 = \alpha l_0 + (1/\mu_r),$$

где μ_1 — количество горячей смеси, кмоль/кг; μ_r — молекулярная масса паров топлива, кг/кмоль (для бензинов μ_r 110–120 кг/кмоль).

Количество горячей смеси для дизелей рассчитывается по формуле

$$\mu_1 = \alpha l_0.$$

Количество продуктов сгорания μ_2 , выраженное в кмольях, приходящееся на 1 кг топлива рассчитывается следующим образом:

$$\text{при } \alpha \geq 1 \quad \mu_2 = (C/12) + (H/2) + (\alpha - 0,21)L_0,$$

$$\text{при } \alpha < 1 \quad \mu_2 = (C/12) + (H/2) + 0,79\alpha L_0.$$

Отношение числа молей продуктов сгорания к числу молей свежего заряда называется *теоретическим коэффициентом молекулярного изменения*:

$$\mu_0 = \mu_2/\mu_1.$$

Отношение суммы числа молей продуктов сгорания μ_2 и остаточных газов μ_r к сумме числа молей свежего заряда μ_1 и остаточных газов μ_r называется *действительным коэффициентом молекулярного изменения*:

$$\mu = (\mu_2 + \mu_r)/(\mu_1 + \mu_r) = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r).$$

Для рабочих режимов μ от 1,02 до 1,14.

Выделяемая в результате сгорания теплота зависит не только от массы (или объема для газа) сгоревшего топлива, но и от его вида. Каждый вид топлива обладает определенной теплотворной способностью или теплотой сгорания. При этом различают высшую H_0 и низшую H_n теплотворную способность топлива. Высшей теплотой сгорания называется количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании топлива включая теплоту конденсации водяных паров при охлаждении продуктов сгорания.

Низшая теплота сгорания — это выделяемая топливом теплота при его полном сгорании без учета теплоты конденсации водяного пара.

Для оценки топлива в двигателях внутреннего сгорания используется низшая теплотворная способность топлива. Для ее определения используется формула Менделеева

$$H_n = 34,013C + 125,6H - 10,9(O - S) - 2,512(9H + W),$$

где W — количество водяных паров в продуктах сгорания по массе или объему.

Для газообразного топлива

$$H_u = 12,8\text{CO} + 10,8\text{H}_2 + 35,8\text{CH}_4 + 56,0\text{C}_2\text{H}_2 + 59,5\text{C}_2\text{H}_4 + \\ + 63,4\text{C}_2\text{H}_6 + 91\text{C}_3\text{H}_8 + 120\text{C}_4\text{H}_{10} + 144\text{C}_5\text{H}_{12},$$

где CO, H₂, CH₄ и т. д. — доли соответствующих компонентов газовой смеси по объему.

В табл. 3.6 приведены значения H_u для различных автомобильных топлив.

Таблица 3.6. Значения низшей теплотворной способности различных топлив

Топливо	H _u
Бензин, МДж/кг	44
Дизельное топливо, МДж/кг	42,6
Природный газ (сжатый природный газ), МДж/м ³	35
Сжиженный нефтяной газ, МДж/м ³	46

При полном сгорании топлива количество невыделенной теплоты при сгорании 1 кг топлива определяется по формуле

$$\Delta H_u = 119,95(1 - \alpha)L_0.$$

Чтобы учесть процент невыделенной теплоты используют коэффициент полезного тепловыделения ξ , который учитывает не только неполноту сгорания, но и потерю части выделившейся теплоты вследствие теплоотдачи в стенки цилиндра, утечки газа и распада продуктов сгорания.

Для двигателей с принудительным воспламенением значения ξ от 0,82 до 0,9, для дизелей — от 0,6 до 0,8.

Таким образом, условное количество активной теплоты, выделившейся в процессе сгорания, $H_{ua} = \xi H_u$.

3.4.3. Процесс сгорания в карбюраторном двигателе

О полноте, скорости и своевременности сгорания можно судить по развернутой индикаторной диаграмме, в которой условно выделяют три фазы (рис. 3.11).

Первая фаза сгорания (θ_1) начинается в момент зажигания смеси. Она формирует фронт пламени. Заключается первая фаза, когда давление в цилиндре в результате выделения теплоты становится выше, чем при сжатии смеси до ВМТ без сгорания.

Для своевременного выделения теплоты при наивыгодных условиях электрический разряд на электроды свечи подается в конце хода сжатия за 20—55° поворота коленчатого вала до прихода поршня в ВМТ. Этот угол поворота коленчатого вала называется *углом опережения зажигания* ($\varphi_{\text{оп}}$). Температура искры может составлять до 10 000 К. В течение первой фазы сгорает около 2—3 % топлива, поданного в цилиндр. Продолжительность первой фазы 0,5—1 мс, что соответствует 10—30° поворота коленчатого вала.

Вторая фаза сгорания (θ_2) — основная, во время этой фазы происходит распространение пламени по объему камеры сгорания. Начинается данная фаза с окончанием первой фазы и заканчивается в момент достижения максимального давления в цикле. Продолжительность второй фазы 1—1,2 мс, т. е. 25—30° поворота коленчатого вала. За это время выделяется примерно 75—85 % теплоты. Температура рабочего тела в конце этой фазы повышается до 2300 К, а давление достигает 3,5—5 МПа. К моменту окончания второй фазы сгорание не заканчивается, поэтому средняя температура газов продолжает расти.

Третья фаза сгорания (θ_3) — догорание смеси, начинается в момент достижения максимального давления пика. Эта фаза характеризуется замедлением горения, так как у стенок камеры сгорания усиливается теплоотвод, ослабляется турбулентность, и догорание обычно происходит в условиях недостатка кислорода. Вследствие замедления конечных процессов горения третья фаза не имеет четко выраженного окончания. Ориентировочно можно считать, что ее продолжительность составляет 1—1,5 мс, т. е. 20—35° угла поворота коленчатого вала.

В третьей фазе выделяется еще 10—15 % теплоты. В итоге общее тепловыделение за весь процесс сгорания составляет 80—91 %. Остальные 9—20 % теплоты теряются на теплопередачу через стенки цилиндра и на неполноту сгорания.

Максимальная температура в третьей фазе сгорания 2300—2600 К.

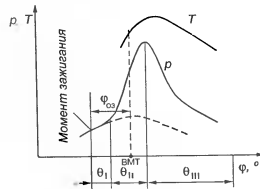


Рис. 3.11. Развернутая индикаторная диаграмма и зависимость изменения температуры газов от угла поворота коленчатого вала в двигателе с искровым зажиганием

3.4.4. Факторы, влияющие на процесс сгорания в карбюраторном двигателе

Основными показателями, определяющими протекание процесса сгорания в карбюраторном двигателе являются:

- температура и давление рабочей смеси в начале воспламенения;
- концентрация топлива, воздуха и остаточных газов;
- интенсивность тепловыделения.

Эти показатели зависят от различных конструктивных и эксплуатационных факторов.

К эксплуатационным относятся следующие факторы.

1. *Состав смеси.* Наименьшие значения первой фазы сгорания соответствуют составу смеси, при котором скорость сгорания имеет наибольшие значения (α от 0,8 до 0,9). При сильном обеднении смеси не только увеличивается первая фаза сгорания, но и резко ухудшается стабильность воспламенения вплоть до появления пропусков в отдельных цилиндрах.

2. *Вихревое движение заряда* обеспечивается конструкцией: типом и формой камеры сгорания, профилем впускных клапанов и позволяет в результате улучшения однородности рабочей смеси сократить продолжительность θ_1 .

3. *Степень сжатия.* С ростом степени сжатия увеличиваются температура и давление рабочей смеси, что способствует увеличению скорости сгорания и соответствующему сокращению продолжительности θ_1 .

4. *Угол опережения зажигания.* Каждому режиму работы двигателя соответствует свой наилучший (оптимальный) угол опережения зажигания, при котором основная фаза сгорания θ_2 располагается максимально близко к ВМТ, и двигатель работает с наилучшей эффективностью: развивает максимальную мощность и имеет минимальный расход топлива. Оптимальный угол опережения зажигания зависит от продолжительности фаз сгорания (в первую очередь от θ_1), поэтому при увеличении частоты вращения коленчатого вала и уменьшении нагрузки угол опережения зажигания необходимо увеличить. Отклонение угла опережения зажигания от оптимального значения ведет к изменению положения кривой T (см. рис. 3.11) относительно ВМТ, что влечет за собой потери, связанные с динамикой сгорания. Это происходит потому, что при позднем зажигании значительная часть тепловыделения происходит уже на такте расширения, когда объем увеличивается, в результате чего максимально возможное давление не достигается.

При отклонении значения угла опережения зажигания от оптимального в сторону увеличения поршню приходится в конце процесса сжатия преодолевать резко увеличивающееся от сгорания давление газов. А при чрезмерно большом значении угла опережения зажигания значительное возрастание давления и температуры в цилиндре приводит к возникновению детонационного сгорания, сущность которого рассматривается ниже.

5. *Частота вращения коленчатого вала.* При увеличении частоты вращения коленчатого вала возрастает скорость прохождения смеси через клапанную щель, поэтому усиливается турбулизация заряда. При этом продолжительность θ_1 и θ_2 относительно второй фазы сгорания затягивается, поэтому при увеличении частоты вращения коленчатого вала необходимо увеличить угол опережения зажигания. В целом с увеличением частоты вращения коленчатого вала эффективность сгорания увеличивается.

6. *Нагрузка.* Уменьшение нагрузки осуществляется поворотом (закрытием) дроссельной заслонки, которое приводит к уменьшению коэффициента наполнения η_v и росту коэффициента остаточных газов γ_v . Кроме этого уменьшаются давление и температура в конце сжатия. Все это уменьшает скорость развития пламени в первой фазе сгорания и снижает скорость распространения фронта пламени во второй и третьей фазах сгорания. Их протекание замедляется, особенно при малых нагрузках и низких частотах вращения коленчатого вала.

Для того чтобы в какой-то мере компенсировать ухудшение динамики сгорания на малых нагрузках прибегают к обогащению горючей смеси и увеличению угла опережения зажигания. Ухудшение сгорания на малых нагрузках является большим недостатком карбюраторного двигателя, так как оно влечет за собой перерасход топлива и увеличение окиси углерода и углеводородов в отработавших газах.

К конструктивным факторам, влияющим на процесс сгорания, относятся следующие:

1. *Форма камеры сгорания.* Турбулизация, которая возникает в процессе впуска, может быть не только сохранена, но и усилена на такте сжатия при перетекании заряда из цилиндра в камеру сгорания. Для этого камера сгорания имеет специальную форму. Завихрение улучшает однородность рабочей смеси, что особенно положительно влияет на сгорание во второй и третьей фазах. Для улучшения турбулизации применяют тангенциальное расположение впускных каналов перед клапанами и так называемые вытеснители, которые представляют собой зазоры между поверхностью головки цилиндров

и днищем поршня. Различные конструкции камер сгорания представлены на рис. 3.12.

При выборе места расположения свечи зажигания стремятся к тому, чтобы обеспечить хорошую очистку зоны свечи от продуктов сгорания. Ее размещают ближе к центру камеры сгорания с тем, чтобы сократить путь пламени до наиболее удаленных точек.

2. *Степень сжатия.* Чем больше степень сжатия, тем больше давление и температура рабочей смеси в момент искрового разряда, что улучшает воспламенение и протекание первой фазы сгорания,

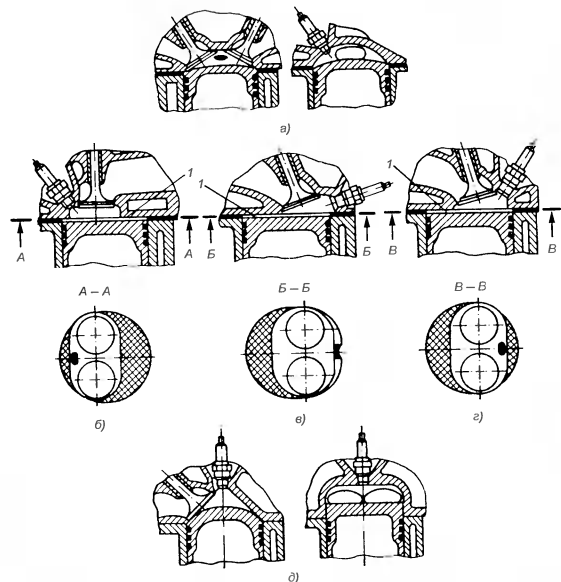


Рис. 3.12. Различные конструкции камер сгорания двигателей с искровым зажиганием: а — полусферическая; б — плоскоовальная; в — клиновидная; г — полуклиновидная; д — шатровая; 1 — вытеснитель

но продолжительность третьей фазы затягивается, так как количество смеси в пристеночных слоях увеличивается. Поэтому рост степени сжатия увеличивает только КПД цикла. Основным препятствием к увеличению степени сжатия является возникновение детонации.

3. *Параметры искрового разряда.* Количество теплоты, выделяемой при искровом разряде, определяет надежность зажигания и продолжительность первой фазы сгорания. Чем больше тепловая энергия разряда, тем больше объем смеси прогревается этим разрядом до температуры воспламенения, тем меньше время формирования фронта пламени, способного к быстрому распространению. Однако положительный эффект повышения энергии разряда наблюдается только до определенного момента. Дальнейшее повышение энергии влияет значительно меньше и не вызывает существенного улучшения протекания первой фазы.

При повышенной энергии искрового разряда увеличивается нижний предел воспламенения, и можно использовать бедные составы горючей смеси. Значительная часть энергии системы зажигания затрачивается на ионизацию газового промежутка между электродами свечи, а также рассеивается в камере сгорания. На нагрев смеси в зоне искры расходуется только 10–20 % энергии, и, чтобы обеспечить надежное воспламенение, система зажигания должна выделять количество теплоты значительно больше, чем для этого требуется. Поэтому искровой разряд должен обладать не только достаточной энергией, но и достаточной продолжительностью выделения этой энергии.

4. *Расслоение смеси.* Считается, что для улучшения сгорания в зоне свечи зажигания должна находиться обогащенная рабочая смесь, а по мере удаления от нее смесь обедняется. В обычных камерах сгорания это обеспечить очень сложно, поэтому применяют разделенные камеры сгорания с форкамерно-факельным зажиганием (рис. 3.13).

В форкамере (предкамере) небольшого объема (3–20 % объема основной камеры сгорания) устанавливается свеча зажигания и небольшой впускной клапан, через который подается сильно обогащенная смесь (α_2). В основную же камеру

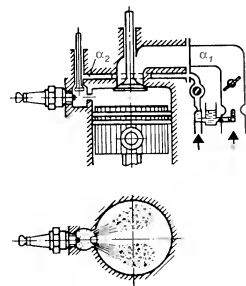


Рис. 3.13. Устройство карбюраторного двигателя с форкамерно-факельным зажиганием

подается обедненная смесь ($\alpha_1 > 1.5$). Смесь такого состава не загорается от искры, но хорошо воспламеняется от факелов пламени, выбрасываемых из сопловых отверстий форкамеры. В результате экономичность и мощность двигателя увеличиваются. Недостатками являются сложность газораспределительного механизма, плохие условия работы свечи зажигания, неравномерное распределение по цилиндрам форкамерной смеси.

3.4.5. Детонация

Часть рабочей смеси, до которой фронт пламени доходит в последнюю очередь нагревается в результате роста давления со стороны фронта пламени. При достижении температуры самовоспламенения очаги горения в этих зонах, тем не менее, не возникают из-за местного недостатка кислорода и времени протекания первой фазы сгорания, продолжительное протекание которой характерно для прерывистой зоны.

Однако негоревшая смесь в этих зонах чрезвычайно активизируется и оказывается на границе теплового взрыва. Любое местное повышение давления и температуры вызывает самовоспламенение этой части заряда, которое носит взрывной характер.

Ударные волны со стороны таких очагов самовоспламенения вызывают в свою очередь самовоспламенение хорошо подготовленной к этому смеси. Это вызывает еще большее повышение давления, под действием которого фронт пламени принудительно ускоряется. Скорость его может превысить скорость звука и достигнуть 1500—2300 м/с, что характерно для взрывного горения.

Сгорание в цилиндрах двигателя с искровым зажиганием последних порций заряда после его объемного самовоспламенения, сопровождающееся возникновением ударных волн, называется детонационным.

При отражении ударных волн от стенок камеры сгорания возникает звонкий металлический стук, который является внешним проявлением детонации.

На индикаторных диаграммах на возникновение детонации указывает колебание давления (рис. 3.14).

При сильной детонации мощность двигателя падает, растет расход топлива, в отработавших газах появляется черный дым. Ударные волны разрушают масляную пленку на поверхности верхней части цилиндра, что приводит к его интенсивному износу. В дальнейшем могут обороты кромки поршней, электроды свечей зажигания, прокладки головки блока цилиндров, произойти выкрашивание антифрикционного сплава в подшипниках коленчатого

го вала и иные разрушения деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ). Таким образом, детонационное сгорание отрицательно влияет на рабочий процесс и долговечность деталей КШМ.

Возникновению детонации способствуют следующие факторы:

1. *Сорт топлива* — характеризует октановым числом, который оценивает антидетонационную стойкость бензина. Чем выше октановое число, тем выше антидетонационные свойства топлива. Октановое число легких фракций бензина меньше, чем у средних и тяжелых фракций. При быстром открытии дроссельной заслонки (например, при ингенсивном разгоне) тяжелые фракции поступают в цилиндр с некоторой задержкой, что приводит к детонации в начале разгона из-за временного снижения октанового числа топлива, поступившего в цилиндр. Октановое число автомобильных бензинов (ГОСТ 2084—77) составляет от 76 до 98 единиц.

2. *Частота вращения коленчатого вала*. Увеличение частоты вращения коленчатого вала приводит к росту турбулизации заряда, что влечет за собой увеличение скорости распространения пламени. В результате времени на развитие предпламенных процессов в последних частях заряда становится недостаточно, и детонация снижается. Кроме того, с увеличением частоты вращения коленчатого вала увеличивается содержание остаточных газов в рабочей смеси, что также снижает интенсивность предпламенных процессов и приводит к снижению детонации.

3. *Нагрузка*. Уменьшение нагрузки сопровождается прикрытием дроссельной заслонки карбюратора, вследствие чего давление и температура заряда в конце процесса сжатия снижается, а коэффициент остаточных газов γ_r увеличивается. Кроме этого уменьшается количество вводимого рабочего тела, а значит и выделяемая теплота, вследствие чего снижается давление в цилиндре. Поэтому уменьшение нагрузки приводит к снижению детонации и наоборот.

4. *Угол опережения зажигания*. Увеличение угла опережения зажигания приводит к более раннему тепловыделению относительно прихода поршня в ВМТ. В результате резко повышается давление,

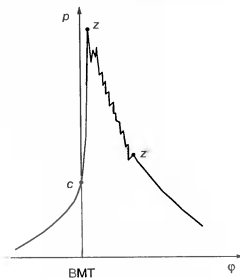


Рис. 3.14. Индикаторная диаграмма работы карбюраторного двигателя при детонационном сгорании

что способствует возрастанию степени сжатия смеси перед фронтом пламени и вызывает появление очагов самовоспламенения. Поэтому с увеличением угла опережения склонность к детонации возрастает и наоборот.

5. *Тепловое состояние двигателя.* С ростом температуры деталей камеры сгорания увеличивается вероятность возникновения очагов самовоспламенения и детонации.

6. *Температура и давление воздуха на впуске в цилиндр.* Увеличение температуры и давления окружающей среды усиливает вероятность детонации. Поэтому применение наддува в двигателях с принудительным воспламенением затруднительно.

7. *Степень сжатия.* Увеличение степени сжатия ϵ приводит к увеличению температуры и давления в конце процесса сжатия. Следовательно, увеличение ϵ ограничивается и ее максимально допустимое значение выбирается в зависимости от сорта топлива, формы камеры сгорания, материала поршня, головки блока цилиндров, быстроходности двигателя и способа его охлаждения.

8. *Форма и размеры камеры сгорания.* Двигатели с формой камеры сгорания, обеспечивающей наибольшую турбулизацию смеси, более защищены от детонации. С этой точки зрения наиболее рациональными являются камеры сгорания в поршне или клиновые и плоскочувальные камеры с вытеснителями.

Уменьшение пути пламени от свечи до периферийных зон камеры сгорания сокращает время его распространения и тем самым снижает вероятность возникновения детонации. Следовательно, детонацию ограничивает применение двух свечей зажигания вместо одной и уменьшение диаметра цилиндра.

9. *Материал поршня и головки блока цилиндров.* Материал этих деталей во многом определяет теплоотвод от рабочего тела. Применение алюминиевых сплавов, обладающих высокой теплопроводностью, позволяет снизить требования к октановому числу бензина на 5—7 единиц.

Не следует путать детонационное сгорание с преждевременным самовоспламенением, которое может произойти во время процесса сжатия еще до момента появления искры в результате разогрева от горячей поверхности центрального электрода свечи зажигания, головки выпускного клапана или нагара. Такое воспламенение носит название *капильного зажигания*.

Воспламенившаяся от накалившихся поверхностей рабочая смесь затем сгорает с нормальной скоростью, однако, момент самовоспламенения неуправляем и со временем наступает все раньше и раньше. При этом давление и температура достигают своего максимума

залогом до прихода поршня в ВМТ, что приводит к уменьшению мощности двигателя и его перегреву. Устранить это явление исключением зажигания нельзя, поэтому в таких случаях необходимо просто прекратить подачу горючей смеси.

В некоторых случаях аналогично капильному зажиганию возникает воспламенение топлива, но от сжатия — явление *дизелинга*. Такое воспламенение наблюдается при выключении зажигания, когда прогретый карбюраторный двигатель не останавливается и продолжает работать с пониженной частотой вращения коленчатого вала, большой нестабильностью и вибрациями. Это явление имеет место при $\epsilon > 8,5$. Для его устранения применяют автоматическое перекрытие в карбюраторе канала холостого хода при выключении зажигания.

3.4.6. Процесс сгорания топливной смеси в дизеле

Для осуществления действительного цикла в дизелях в воздушный заряд, сжатый до давления 2,5—5 МПа и имеющий температуру 750—1000 К, впрыскивается топливо под давлением от 40 до 100 МПа (в зависимости от типа камеры сгорания).

Для эффективного протекания горения топлива должно находиться в парообразном состоянии, но из-за недостатка времени на смесеобразование часть топлива не успевает испариться и находится в начале горения в капельно-жидком состоянии. Поэтому процессы воспламенения и сгорания в этом случае — сложные процессы, и включают в себя физико-химическую подготовку топлива, воспламенение и горение.

Первые очаги пламени появляются одновременно в нескольких точках камеры сгорания. Возникновение этих очагов вызывает нагрев близлежащих участков смеси и общий рост температуры, что вызывает испарение остальных частиц топлива и протекание предпламенных процессов в образующейся горючей смеси. Многоочаговое воспламенение вызывает большую скорость сгорания в начальный период и образующееся пламя практически мгновенно воспламеняет часть поступающего топлива. Однако условия горения этого топлива менее благоприятны из-за недостатка кислорода. Особенно это характерно для последней части вырскиваемого топлива.

Если учесть характер и интенсивность тепловыделения, изменение температуры и давления в цилиндре в разные моменты времени, то весь процесс горения можно условно разделить на четыре фазы (рис. 3.15).

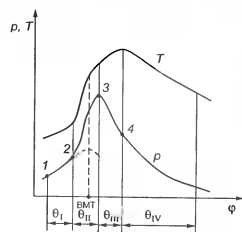


Рис. 3.15. Индикаторная диаграмма и зависимость изменения температуры газов от угла поворота коленчатого вала в цилиндре дизеля

оказывают существенное влияние на развитие этого факела (рис. 3.16).

Концентрация топлива в таком факеле изменяется по поперечному сечению и длине. В ядре факела находятся наиболее крупные, а на периферии — наиболее мелкие капли, находящиеся друг от друга на значительных расстояниях. Следовательно, структура рабочей смеси в дизелях крайне неоднородна, поэтому здесь коэффициент избытка воздуха обычного смысла лишен, так как он не дает представления о действительном составе смеси.

Локальные значения коэффициента избытка воздуха по различным зонам камеры сгорания могут меняться от 0 (жидкие капли) до ∞ (воздух). Именно наличие всей гаммы составов смеси и температура определяет возможность воспламенения в среднем очень бедной смеси, например, при $\alpha = 6$ и более.



Рис. 3.16. Развитие топливных струй в заряде: а — неподвижном; б — движущимся со скоростью 15 м/с; в — движущимся со скоростью 35 м/с

Первая фаза горения (θ_1) — задержка воспламенения, начинается с момента поступления топлива (точка 1) и заканчивается в момент отрыва кривой сгорания от линии сжатия (точка 2). Впрыск топлива происходит до прихода поршня в ВМТ. Угол опережения впрыска топлива находится в пределах 20—35° поворота коленчатого вала.

Во время впрыска струя топлива, выходящая из форсунки под большим давлением, разбивается о плотные слои воздуха на мельчайшие капли, образуя факел распыления. При этом завихрения, которые прилагаются заряду сжимаемого воздуха,

Таким образом, период задержки воспламенения включает в себя время, необходимое для распада струй на капли, некоторого продвижения каплей по объему камеры сгорания, прогреть, частичного испарения и смешения топливных паров с воздухом, а также время саморазгона химических реакций.

Если период задержки воспламенения больше продолжительности впрыска, то все топливо оказывается поданным в цилиндр до начала воспламенения. При этом большая часть его успевает испариться и смешаться с воздухом. В результате объемного воспламенения этой части топлива в цилиндре развивается резкое повышение давления с высокими динамическими нагрузками на детали и повышенным уровнем шума. Поэтому длительный период задержки воспламенения нежелателен.

Продолжительность первой фазы сгорания составляет 1—3 мс, что соответствует 12—25° поворота коленчатого вала.

На продолжительность первой фазы сгорания влияют следующие факторы:

1. **Воспламеняемость топлива**, которая оценивается цетановым числом. Чем выше цетановое число, тем лучше воспламеняемость.
2. **Давление и температура воздушного заряда** в начале впрыска топлива. При увеличении давления и температуры период задержки воспламенения сокращается.
3. **Тип камеры сгорания** (рис. 3.17), который оказывает влияние на задержку воспламенения, так как в зависимости от типа камеры по разному будет проходить распространение топлива по объему воздушного заряда и в пристеночной зоне. Кроме того температура стенок камеры сгорания также будет зависеть от ее типа.
4. **Интенсивность направленного движения заряда** в камере. Увеличение интенсивности движения заряда несколько сокращает период задержки воспламенения. На рис. 3.18 показаны способы создания вихревого движения заряда в цилиндре при впрыске.
5. **Тип распылителя форсунки**. Форсунка закрытого типа сокращает период задержки воспламенения.

Разделенные камеры сгорания имеют основную и вспомогательную полости, соединенные горловиной. В настоящее время применяют в основном вихревые камеры сгорания и предкамеры (рис. 3.19), где ось соединительной горловины направлена по касательной к внутренней поверхности камеры сгорания. Разделенные камеры сгорания обеспечивают более полное сгорание топлива и менее жесткую работу за счет сокращения времени задержки воспламенения.

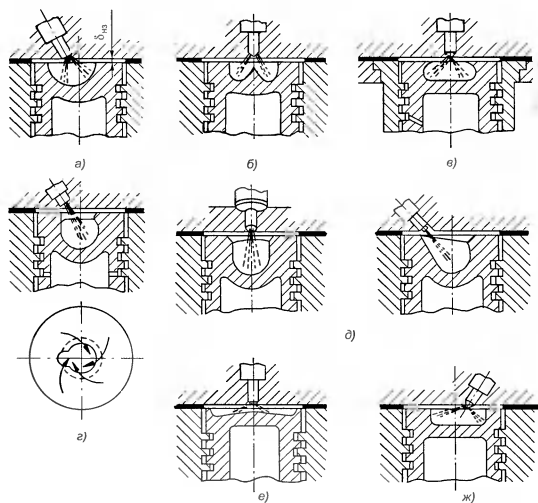


Рис. 3.17. Различные конструкции камер сгорания в поршне: *a* — полусферическая (дизели В13); *б* — четырёхтактного дизеля ЯМЗ; *в* — дизеля ЦНИДИ; *г* — дизеля фирмы «МАНН»; *д* — дизеля фирмы «Дойтц»; *е* — дизеля фирмы «Гессельманн»; *ж* — дизеля фирмы «Даймлер-Бенц»; δ_{n1} — надпоршневой зазор

6. *Нагрузка.* С ростом нагрузки увеличивается давление и температура цикла, что приводит к повышению теплового режима двигателя, а это в свою очередь вызывает сокращение времени задержки воспламенения.

7. *Частота вращения коленчатого вала.* Увеличение частоты вращения коленчатого вала приводит к улучшению распыления, увеличению давления и температуры конца сжатия, что способствует сокращению первой фазы горения, особенно в дизелях с разделенными камерами сгорания. Продолжительность первой фазы горения при этом растёт.

Вторая фаза горения (θ_2) — самовоспламенение и быстрое горение начинается с момента воспламенения (см. рис. 3.15. точка 2) и заканчивается в момент достижения максимального давления в ци-

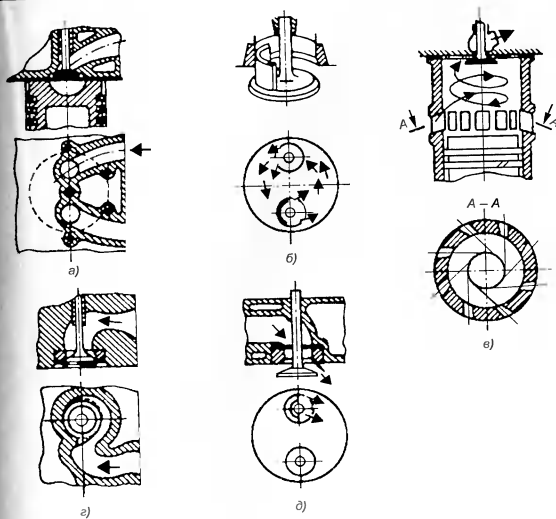


Рис. 3.18. Способы создания вихревого движения заряда в цилиндре при впуске: *a* — тангенциальный впускной канал; *б* — клапан с экраном; *в* — тангенциальные продувочные окна двухтактного дизеля; *г* — винтовой канал; *д* — экран на седле клапана

линдре (точка 3). В первую очередь сгорают однородные слои смеси топлива и воздуха хорошо перемешанные между собой. При этом пламя распространяется очень быстро, соответственно быстро растёт давление, в определенных случаях с образованием ударной волны, распространяющейся со скоростью звука. Но в отличие от карбюраторных двигателей в дизелях эти волны не переходят в детонационные, так как структура смеси по всему объёму камеры сгорания неравномерна. Это позволяет получать более высокую степень сжатия.

После того, как сгорит хорошо подготовленная к воспламенению топливоздушная смесь, горение продолжается в зонах, где структура смеси более неравномерна. Здесь на индикаторной диаграмме наблюдается некоторый спад роста давления.

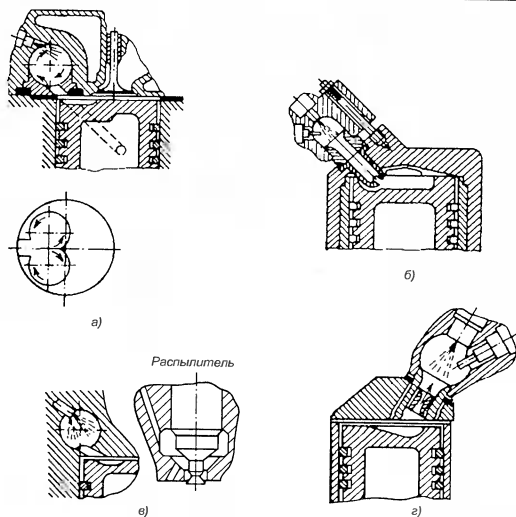


Рис. 3.19. Разделенные камеры сгорания: *a* — вихревая (на верхней проекции показано направление перетекания заряда из основной полости в вихревую камеру при сжатии, на нижней — из вихревой камеры в основную при расширении); *b* — предкамера; *в* — вихревая типа «Пинтакс»; *г* — предкамера малого перепада давления дизеля MWM

В течение второй фазы выделяется 30—45 % всей теплоты. Температура рабочего тела возрастает до 1600—1800 К. Максимальное давление может достичь 6—9 МПа, а при наддуве превысить 10 МПа. Продолжительность второй фазы 0,8—1,5 мс, что соответствует 10—20° поворота коленчатого вала.

На развитие и продолжительность второй фазы влияют следующие факторы:

1. *Количество топлива*, прошедшего предпламенную подготовку за период задержки воспламенения и сгорающее с большой скоростью. Чем больше подача топлива и мельче распыление, тем интенсивнее тепловыделение и рост давления.

2. *Тип камеры сгорания*. Влияние конструкции камеры на первую фазу горения приводит к определенному развитию и второй фазы, так как определяет количество топливовоздушной смеси, подготовленной к воспламенению в течение первой фазы.

3. *Нагрузка*. С уменьшением нагрузки продолжительность второй фазы горения сокращается, так как уменьшается величина впрыскиваемой порции топлива и время его подачи.

4. *Частота вращения коленчатого вала*. При росте частоты вращения коленчатого вала улучшается качество распыления, сокращается продолжительность выхлопа, растет давление и температура заряда. Все это приводит к сокращению второй фазы горения.

Третья фаза горения (θ_3) — характеризуется плавным изменением давления. Началом этой фазы считается конец второй фазы (точка 3), а окончанием — момент, соответствующий достижению максимальной средней температуры газов в цилиндре (точка 4). К началу третьей фазы все несгоревшее топливо, поданное в цилиндр во время первых двух фаз, находится в виде капель или стужков паров, которые отделены от зон с свободным кислородом фронтом пламени или продуктами горения. В результате происходит термическое разложение капель топлива (крекинг) с образованием частиц углерода в виде сажи, которая, покидая цилиндр вместе с отработавшими газами, вызывает сильное дымление на выпуске. Горение продолжается при увеличивающемся объеме камеры, поэтому давление плавно понижается.

За время третьей фазы выделяется 25—30 % теплоты, поэтому температура продолжает повышаться, достигая в конце фазы 1800—2200 К. Продолжительность третьей фазы — 1—2 мс, что соответствует 15—25° поворота коленчатого вала.

На развитие третьей фазы оказывают влияние следующие факторы:

1. *Качество распыления и количество топлива*, впрыскиваемого после начала сгорания. Чем меньше подано топлива до начала третьей фазы горения, тем меньше будет выделено теплоты в этой фазе, что характерно для работы дизеля на малых нагрузках.

2. *Скорость движения воздушного заряда*. Рост скорости движения заряда увеличивает тепловыделение, но это происходит до определенного момента. При чрезмерном завихрении заряда тепловыделение в третьей фазе снижается, так как в этом случае продукты сгорания из зоны одного факела попадают в зону другого, увеличивая неполноту сгорания.

3. *Частота вращения коленчатого вала*. С ростом частоты вращения коленчатого вала скорость движения заряда увеличивается,

а распыление улучшается. Продолжительность третьей фазы сокращается.

Четвертая фаза горения (θ_4) — догорание начинается в момент достижения максимальной температуры и продолжается в течение всего времени догорания топлива. В течение этой фазы догорает топливо, не успевшее сгореть в третьей фазе, причем происходит это в условиях недостатка кислорода, так как значительное его количество уже израсходовано. Поэтому догорание протекает медленно.

За время четвертой фазы при полной нагрузке дизеля выделяется 15—25 % теплоты. Таким образом, общее количество тепловыделения к концу четвертой фазы оставляет 90—95 %. Остальные 5—10 % теряются вследствие неполноты сгорания топлива. Продолжительность четвертой фазы 3,5—5 мс, что соответствует 50—60° поворота коленчатого вала.

На развитие четвертой фазы горения оказывают влияние следующие факторы:

1. *Турбулентное движение заряда*, которое улучшает контакт топлива и воздуха и, следовательно, улучшает догорание.

2. *Качество распыления в конце подачи топлива*. Чем больше диаметр капель, тем продолжительнее процесс догорания. Нечеткость отсечки топлива в конце впрыска, как и продолжительное снижение давления в конце впрыска не только снижают тепловыделение, но и вызывают закоксовывание сопел форсунок.

3. *Попадание топлива на холодные стенки внутрицилиндрового пространства* приводит к увеличению времени догорания, поэтому увеличение нагрузки дизеля до его перегрева нежелательно.

4. *Наддув*. Используя наддув, увеличивают количество подаваемого топлива, в том числе и путем затяжного впрыска, что приводит к увеличению времени догорания.

3.4.7. Жесткая работа дизеля

Одной из основных особенностей процесса сгорания в дизелях является «жесткость» работы. Так как в начальный период второй фазы горения значительное количество топлива сгорает с большими скоростями, возникает существенное увеличение давления газов на поршень. Под «жесткой» работой двигателя понимают рабочий процесс, при котором давление сгорания в цилиндре увеличивается чрезвычайно быстро. Казалось бы, чем «жестче» работа, тем больше должна развиваться мощность и улучшаться экономичность двигателя, так как при этих условиях должны сокращаться

потери, связанные с несовершенством динамики сгорания. Однако это вызывает рост динамических нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма, появление вибрации и уменьшает долговечность двигателя.

«Жесткость» работы двигателя оценивается приращением давления на один градус угла поворота коленчатого вала:

$$w_p = \Delta p / \Delta \varphi.$$

Средняя величина «жесткости» работы дизелей $(\Delta p / \Delta \varphi)_{cp}$ обычно 1—1,5 МПа/°.

Работа карбюраторных двигателей также характеризуется определенной «жесткостью», но она составляет всего 0,2—0,3 МПа/°.

Чем больше топлива, подготовленного к воспламенению, оказывается в цилиндре, тем больше теплоты выделяется во второй фазе горения, и тем больше «жесткость» работы двигателя.

При разработке дизеля стремятся обеспечить эффективную теплоотдачу при умеренной «жесткости» его работы, не превышая допустимых значений.

Примером «жесткой» работы дизеля является его работа во время прогрева, особенно при низких температурах окружающей среды. В этих условиях период задержки самовоспламенения затягивается, что и приводит к высоким значениям показателя $\Delta p / \Delta \varphi$.

3.5. Процесс расширения

3.5.1. Назначение и протекание процесса расширения

Процесс расширения является единственным процессом рабочего цикла, в течение которого совершается полезная работа. Начинается он с началом снижения давления в цилиндре и заканчивается к моменту прихода поршня в НМТ.

Расширение происходит при изменении площади поверхности теплообмена, а также давления в надпоршневом пространстве и сопровождается потерями незначительного количества рабочего тела через кольцевые уплотнения.

В начальной стадии расширения происходит с подволом теплоты, так как в это время заканчивается догорание и наблюдается рост температуры. Поэтому значение показателя политропы расширения n_2 ниже показателя адабаты расширения k_2 , в некоторых случаях даже меньше 1. По мере движения поршня к НМТ процесс догора-

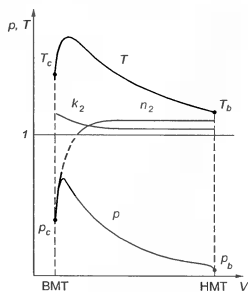


Рис. 3.20. Изменение в процессе расширения показателей T , p , n_2 и k_2

переменных значений n_2 при тепловых расчетах двигателей пользуются условным средним значением показателя политропы расширения.

В зависимости от типа двигателя и режима его работы средние значения политропы расширения изменяются от 1,18 до 1,32.

Рассматривая влияние различных факторов на процесс расширения, следует иметь в виду, что чем меньше значение n_2 , тем индикаторная диаграмма будет более пологой, что означает получение большей полезной работы цикла.

На процесс расширения оказывают влияние следующие факторы:

1. *Частота вращения коленчатого вала.* При увеличении частоты вращения коленчатого вала сокращается время контакта рабочего тела со стенками цилиндра и утечки газа через зазоры между поршнем и цилиндром, что приводит к уменьшению значения n_2 .

2. *Нагрузка.* В карбюраторных двигателях с ростом нагрузки значение показателя n_2 почти не изменяется, в дизелях этот показатель уменьшается вследствие увеличения фазы догорания.

3. *Размеры цилиндров.* При неизменном рабочем объеме цилиндра с увеличением отношения S/D значение показателя n_2 уменьшается.

4. *Конструкция камеры сгорания.* С увеличением размеров камеры сгорания повышается отвод теплоты от рабочего тела, поэтому значение показателя n_2 увеличивается.

ния затихает и начинает преобладать теплоотвод в стенки цилиндра. При этом n_2 растет, приближаясь к значению k_2 .

При некотором положении поршня отвод теплоты и в то же время продолжающийся, но ослабевающий подвод теплоты становятся равными: $n_2 = k_2$.

При дальнейшем расширении отвод теплоты от рабочего тела начинает преобладать, и n_2 становится больше k_2 .

Таким образом, расширению следует рассматривать как политропный процесс с переменным показателем политропы расширения n_2 (рис. 3.20).

Из-за трудности использования

5. *Техническое состояние двигателя.* При износе цилиндропоршневой группы возрастают утечки рабочего тела, что аналогично отводу теплоты. Поэтому в изношенных двигателях значение показателя будет выше, чем у двигателей, имеющих хорошее техническое состояние.

3.5.2. Параметры процесса расширения

К параметрам процесса расширения относятся давление p_b и температура T_b рабочего тела в конце расширения. Параметры начала расширения соответствуют максимальным значениям (p_c и T_c), достигнутым в ходе процесса сгорания.

Термодинамический расчет процесса сгорания (здесь не рассматривается) дает отношения, по которым можно вычислить значения параметров p_c , T_c и V_c :

— максимальное давление цикла

$$p_c = \lambda p_c,$$

где λ — степень повышения давления;

— объем рабочего тела в начале расширения

$$V_c = \rho V_c,$$

где ρ — степень предварительного расширения;

— температура начала расширения

$$T_c = \lambda T_c / \mu,$$

где μ — степень молекулярного изменения топлива.

Для дизеля

$$T_c = \rho \lambda T_c / \mu.$$

Расчетные значения параметров процесса сгорания приведены в табл. 3.7.

Таблица 3.7. Расчетные значения параметров процесса сгорания

Параметр, единица измерения	Карбюраторный двигатель	Дизель без наддува
λ	3–4,5	1,4–2,4
ρ	1	1,6–1,1
p_c , МПа	3–6	6–9
T_c , К	2300–2900	1900–2400

Параметры рабочего тела в конце политропного процесса расширения могут быть определены по формулам политропного процесса:

для бензиновых двигателей

$$p_b = p_z (1/\delta)^{n_2},$$

$$T_b = T_z (1/\delta)^{n_2-1},$$

для дизелей

$$p_b = p_z (1/\delta)^{n_2},$$

$$T_b = T_z (1/\delta)^{n_2-1},$$

где $\delta = V_b/V_z$ — степень последующего расширения.

Расчетные значения параметров процесса расширения приведены в табл. 3.8.

Таблица 3.8. Расчетные значения параметров процесса расширения

Двигатели	n_2	p_b , МПа	T_b , К
Бензиновые	1,23–1,3	0,35–0,5	1200–1500
Дизели	1,18–1,28	0,2–0,4	1000–1200

Контрольные вопросы

1. В чем заключается принципиальное отличие действительных циклов от термодинамических?
2. Что такое развернутая и свернутая индикаторные диаграммы?
3. Покажите на свернутой индикаторной диаграмме процессы выпуска, выпуска, сжатия, сгорания и расширения.
4. Как влияют фазы газораспределения на процесс газообмена?
5. Что такое коэффициенты наполнения и остаточных газов, что они характеризуют?
6. От чего зависят температура и давление конца наполнения?
7. Проанализируйте уравнения (3.14) и (3.17) и скажите от каких величин и как зависит коэффициент наполнения?
8. Назовите факторы, влияющие на процесс газообмена?
9. В чем состоит назначение процесса сжатия?
10. От каких факторов зависит величина показателя политропы сжатия?
11. От чего зависит скорость распространения пламени в процессе сгорания?
12. Что такое коэффициент избытка воздуха?
13. Что такое низшая теплота сгорания топлива?
14. В чем заключаются три фазы сгорания в карбюраторном двигателе?

15. Назовите факторы, влияющие на процесс сгорания в карбюраторном двигателе.
16. Что такое детонационное сгорание? Назовите факторы, влияющие на детонацию.
17. В чем заключаются четыре фазы сгорания в дизеле?
18. Чем оценивается «жесткость» работы двигателя?
19. Какие факторы влияют на процесс расширения?

Глава 4 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВС

4.1. Действительная индикаторная диаграмма

Полезная работа, которую совершает поршень при перемещении внутри цилиндра, получается в результате частичного преобразования теплоты при сгорании топлива. Эту работу называют индикаторной.

Индикаторная работа соответствует площади, заключенной между кривой сжатия и кривой расширения на индикаторной диаграмме (рис. 4.1).

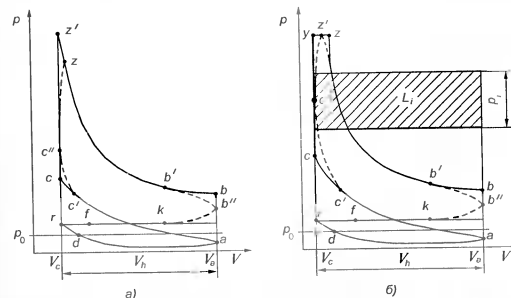


Рис. 4.1 Действительные и расчетные индикаторные диаграммы. а — карбюраторного двигателя; б — дизеля (сплошная линия — расчетный цикл, пунктирная линия — реальный цикл)

Площадь на индикаторной диаграмме, заключенная между кривыми впуска и выпуска, соответствует работе, затраченной на процесс газообмена (насосные ходы поршня).

Как уже отмечалось в разделе 3.1, точки c и z' , полученные на расчетной индикаторной диаграмме, не соответствуют реально протекающим процессам сжатия и сгорания. В результате предварительного открытия клапанов и запаздывания их закрытия относительно ВМТ и НМТ поршня часть площади, соответствующей индикаторной работе, выпадает из расчетной индикаторной диаграммы (пунктирная линия $b'bb''$).

В результате площадь действительной индикаторной работы (сплошные линии) оказывается меньше расчетной (штриховые линии).

Для получения действительной индикаторной диаграммы используют коэффициент скругления φ .

Значения коэффициента скругления в зависимости от типа четырехтактного двигателя от 0,92 до 0,97.

4.2. Индикаторные показатели

Индикаторными показателями называют показатели, характеризующие работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя. Эти показатели определяют эффективность использования рабочего объема двигателя и степень преобразования выделяемой теплоты в полезную работу внутри цилиндров. К индикаторным показателям относятся: индикаторная мощность N_p , среднее индикаторное давление p_i , индикаторный КПД η_i , удельный индикаторный расход топлива g_i .

4.2.1. Среднее индикаторное давление

Среднее индикаторное давление — это условное постоянное по величине избыточное давление, которое, действуя на поршень в течение одного хода, совершает работу, равную работе газов за весь цикл:

$$L_i = p_i FS = p_i V_h, \quad (4.1)$$

где L_i — работа газов за один цикл в одном цилиндре, p_i — среднее индикаторное давление, F — площадь поршня, S — ход поршня, V_h — рабочий объем цилиндра.

Тогда

$$p_i = L_i / V_h, \quad (4.2)$$

т. е. среднее индикаторное давление численно равно работе газов за цикл, отнесенной к единице рабочего объема. Таким образом, этот

показатель оценивает степень эффективности использования рабочего объема цилиндра.

Значения p_i могут быть получены расчетным путем или по индикаторным диаграммам.

При расчете используют параметры характерных точек расчетных циклов. При этом работа расчетного цикла может быть выражена как разность работ расширения и сжатия:

$$L'_i = L'_{yz} + L'_{zb} - L'_{ac}, \quad (4.3)$$

где $L'_{yz} + L'_{zb}$ — индикаторная работа расширения расчетного цикла дизеля, L'_{ac} — работа сжатия.

Работа процесса сгорания (кривая yz) при постоянном давлении рассчитывается по формуле

$$L'_{yz} = p_c V_c - p_c V_y = p_c (V_c - V_y). \quad (4.4)$$

Так как

$$p_c = \lambda p_c \quad \text{и} \quad V_c / V_c = \rho,$$

то

$$L'_{yz} = \lambda p_c V_c (\rho - 1).$$

Работа процесса расширения (кривая zb) рассчитывается по формуле

$$L'_{zb} = [p_c V_c / (n_2 - 1)] \cdot [1 - (V_c / V_b)^{n_2 - 1}]. \quad (4.5)$$

После преобразования, учитывая, что

$$V_c / V_c = \rho, \quad V_b / V_c = \delta \quad \text{и} \quad p_c = \lambda p_c,$$

получим

$$L'_{zb} = [\lambda \rho p_c V_c / (n_2 - 1)] \cdot [1 - (1/\delta)^{n_2 - 1}].$$

Работа сжатия (кривая ac) рассчитывается по формуле

$$\begin{aligned} L'_{ac} &= [p_c V_c / (n_1 - 1)] [1 - (V_c / V_a)^{n_1 - 1}] = \\ &= [p_c V_c / (n_1 - 1)] [1 - (1/\varepsilon)^{n_1 - 1}]. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Подставив полученные выражения для отдельных участков цикла из уравнений (4.4), (4.5) и (4.6) в уравнение (4.3) и вынеся за скобки произведение $p_c V_c$, получим выражение для общей работы расчетного цикла:

$$\begin{aligned} L'_i &= p_c V_c \{ \lambda (\rho - 1) + [\lambda \rho / (n_2 - 1)] [1 - (1/\delta)^{n_2 - 1}] - \\ &\quad - [1 / (n_1 - 1)] [1 - (1/\varepsilon)^{n_1 - 1}] \}. \end{aligned}$$

Подставив последнее выражение в уравнение (4.2), получим

$$p'_i = (p_c V_c / V_h) \{ \lambda(\rho - 1) + [\lambda\rho / (n_2 - 1)] [1 - (1/\delta^{n_2-1})] - [1 / (n_1 - 1)] [1 - (1/\delta^{n_1-1})] \},$$

где p'_i — среднее индикаторное давление расчетного цикла.

Так как $V_c/V_h = (1/\epsilon - 1)$, то окончательно для дизеля

$$p'_i = [p_c / (\epsilon - 1)] \{ \lambda(\rho - 1) + [\lambda\rho / (n_2 - 1)] [1 - (1/\delta^{n_2-1})] - [1 / (n_1 - 1)] [1 - (1/\delta^{n_1-1})] \}.$$

Для двигателей с принудительным воспламенением $\rho = 1$. $V_b/V_c = \epsilon$, поэтому уравнение примет вид

$$p'_i = [p_c / (\epsilon - 1)] \{ \lambda / (n_2 - 1) [1 - (1/\delta^{n_2-1})] - [1 / (n_1 - 1)] [1 - (1/\delta^{n_1-1})] \}.$$

Так как работа (и среднее индикаторное давление) действительных циклов на самом деле меньше, чем расчетных циклов, то с учетом коэффициента скругления φ_i индикаторной диаграммы

$$L_i = L'_i \varphi_i, \quad p_i = p'_i \varphi_i.$$

С помощью индикаторной диаграммы можно найти среднее индикаторное давление, обозначив индикаторную работу через площадь F_i :

$$p_i = F_i / m_p l.$$

где m_p — масштаб диаграммы по оси ординат; l — длина диаграммы по оси абсцисс.

4.2.2. Индикаторная мощность

Индикаторная мощность N_i — это мощность, которая развивается газами внутри цилиндра.

Работа газов в цилиндрах двигателя за 1 мин рассчитывается по формуле

$$L_i = p_i V_h (2n/\tau),$$

где n — частота вращения коленчатого вала; τ — число тактов; i — число цилиндров. Тогда работа, совершаемая газами за 1 с, т. е. индикаторная мощность будет

$$N_i = p_i V_h n i / (30\tau). \quad (4.7)$$

4.2.3. Индикаторный КПД

Индикаторный КПД η_i — это отношение теплоты, преобразованной в индикаторную работу Q_i , к общему количеству теплоты затраченного топлива Q_1 :

$$\eta_i = Q_i / Q_1 = L_i / G_{\text{тн}} H_u, \quad (4.8)$$

где $G_{\text{тн}}$ — цикловая подача топлива; H_u — низшая теплотворная способность топлива.

Индикаторный КПД характеризует экономичность действительного цикла. Он всегда меньше термодинамического вследствие дополнительных потерь в действительном цикле, которые не учитываются при определении η_i . К таким потерям относятся теплоотдача в стенки цилиндра, потери на неполноту и несвоевременность сгорания топлива, на диссоциацию (распад) продуктов сгорания.

Для оценки степени уменьшения использования теплоты в действительном цикле по сравнению с термодинамическим используют относительный КПД η_o :

$$\eta_o = \eta_i / \eta_t.$$

Другим показателем, который характеризует экономичность действительного цикла, является индикаторный удельный расход топлива g_i :

$$g_i = 10^3 G_i / N_i,$$

где G_i — часовой расход топлива.

Удельный индикаторный расход топлива и индикаторный КПД связаны между собой отношением

$$g_i = 3600 / (\eta_i H_u). \quad (4.9)$$

Из уравнения (4.8) получим

$$L_i = H_u G_{\text{тн}} \eta_i.$$

Подставив это выражение в уравнение (4.2), получим

$$p_i = H_u G_{\text{тн}} \eta_i / V_h.$$

Выразив цикловую подачу топлива в зависимости от цикловой подачи воздуха и коэффициента избытка воздуха и подставив эти выражения в предыдущее уравнение, получим

$$p_i = (H_u / l_0) (\eta_i / \alpha) \eta_o \rho. \quad (4.10)$$

На индикаторные показатели влияют следующие факторы:

1. *Топливо.* Изменение фракционного состава топлива в зависимости от способа смесеобразования приводит к ухудшению или улучшению индикаторных показателей.
2. *Состав смеси.* Для дизеля и карбюраторного двигателя состав смеси оказывает различное влияние (рис. 4.2).

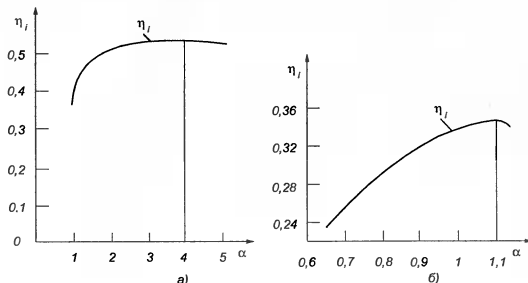


Рис. 4.2. Зависимости индикаторного КПД дизеля (а) и двигателя с искровым зажиганием (б) от коэффициента избытка воздуха

У карбюраторного двигателя наибольшие значения индикаторного КПД достигаются при α , равным 1,05—1,1, когда имеет место полное и еще достаточно быстрое сгорание топлива. У дизеля вследствие недостатков внутреннего смесеобразования топливо полностью сгорает, если α равно 2,5—4, чему соответствует наибольшее значение η_i . Уменьшение коэффициента избытка воздуха от указанных значений приводит к недогоранию, увеличению тепловых потерь с воздухом, не участвующим в горении.

3. *Угол опережения зажигания.* С увеличением угла опережения зажигания увеличивается максимальное давление сгорания, «жесткость» работы, потери теплоты (в окружающую среду). При позднем зажигании процесс сгорания смещается на процесс расширения, из-за чего падает давление и с ним индикаторная работа. Поэтому КПД снижает свои значения при любом отклонении угла опережения зажигания от оптимального.

4. *Частота вращения коленчатого вала.* Рост частоты вращения коленчатого вала приводит к увеличению индикаторного КПД, так как сокращается время цикла и суммарная теплоотдача в стенки цилиндра. Однако при некоторых максимальных значениях частоты

вращения коленчатого вала η_i падает, так как догорание топлива все более завершается на линии расширения (по индикаторной диаграмме).

5. *Нагрузка.* У карбюраторных двигателей наибольшие значения η_i соответствуют средним нагрузкам при экономическом составе топлива ($1,05 < \alpha < 1,15$). У дизелей экономический состав топлива соответствует $2,5 < \alpha < 3,5$, а диапазон средних нагрузок при максимальном значении η_i более широк и составляет 25—45 % максимальной нагрузки.

6. *Тип камеры сгорания.* В случае разделенных камер сгорания индикаторный КПД становится несколько меньше, так как возрастают тепловые и газодинамические потери, однако дизели с такими камерами сгорания имеют меньший период задержки воспламенения, работают безмыно с допустимой токсичностью при меньших значениях α , чем дизели с однополостными камерами сгорания. Поэтому, несмотря на меньшую величину η_i , среднее индикаторное давление двигателей с разделенными камерами сгорания не уступает среднему индикаторному давлению двигателей с неразделенной камерой сгорания.

7. *Степень сжатия* влияет на индикаторный КПД так же, как и на термодинамический КПД, поэтому при проектировании двигателей стремятся к увеличению степени сжатия. Однако у карбюраторных двигателей увеличение степени сжатия ограничено детонацией. У дизелей индикаторный КПД при увеличении степени сжатия более тех значений, которые обычно используются, будет меняться незначительно.

8. *Климатические условия.* При увеличении температуры окружающей среды и снижении давления уменьшается наполнение цилиндров по массе. При неизменной подаче топлива уменьшается коэффициент избытка воздуха, что ведет к снижению показателей η_i и p_i .

В табл. 4.1 представлены значения индикаторных показателей для различных двигателей.

Таблица 4.1. Значения индикаторных показателей различных двигателей на номинальном режиме работы

Двигатели	p_i , МПа	η_i	$g_{i\tau}$ г/(кВт·ч)
Четырехтактные с искровым зажиганием без наддува	0,9—1,2	0,3—0,4	273—205
Четырехтактные дизели без наддува	0,75—1,05	0,42—0,5	202—170
Четырехтактные дизели с наддувом	До 2,5	0,42—0,5	202—170
Двухтактные дизели без наддува	0,5—0,7	0,4—0,47	212—180
Двухтактные дизели с наддувом	До 1,5	0,4—0,47	212—180

4.3. Механические потери

Если мощность, снимаемую с коленчатого вала, сравнить по величине с мощностью, развиваемую газами в цилиндре, то окажется, что первая меньше второй. Это уменьшение индикаторной мощности обусловлено *механическими потерями*.

Механические потери индикаторной мощности складываются из следующих потерь.

1. *Потери мощности на трение (N_f)* составляют большую часть всех механических потерь. Главным образом эти потери приходятся на следующие пары:

- поршень и поршневые кольца — стенки цилиндра;
- шейки коленчатого и распределительного валов — подшипники скольжения;
- поршневой палец — бобышки поршня и верхняя головка шатуна;
- стержень клапана — втулка.

Потери на трение увеличиваются с ростом нагрузки на двигатель, увеличением частоты вращения коленчатого вала, при грубой обработке поверхности сопряженных деталей, неоправданном увеличении их размеров, применении некачественных масел, нарушении нормальной работы смазочной системы и системы охлаждения, ухудшении технического состояния двигателя.

2. *Потери мощности на совершение насосных ходов поршнем ($N_{нас}$)* (или насосные потери). Для того чтобы всосать свежий заряд в цилиндр и вытолкнуть отработанные газы, необходимо затратить энергию. Поэтому для выполнения этой работы от полученной индикаторной мощности будет использована какая-то ее часть. Величина этих потерь определяется величиной сопротивления впускных и выпускных трубопроводов, которая растет с увеличением частоты вращения коленчатого вала, или степенью прикрытия дроссельной заслонки.

На рис. 4.3 показаны диаграммы насосных потерь при различных частотах вращения коленчатого вала и нагрузках.

На величину насосных потерь также влияют размеры и конструкция деталей, участвующих в газообмене, и их техническое состояние.

3. *Потери мощности на привод вспомогательных механизмов ($N_{пр}$)*. К вспомогательным механизмам относятся жидкостной, масляный и топливный насосы, генератор, прерыватель-распределитель, вентилятор. Данный вид потерь зависит от конструкции этих агрегатов, их размеров и технического состояния.

Глава 4. Энергетические и экономические показатели работы ДВС 101

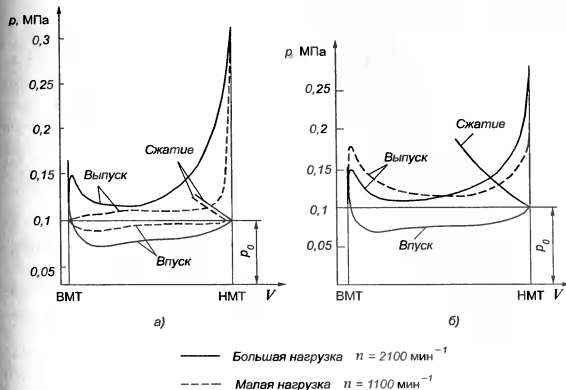


Рис. 4.3. Диаграммы насосных потерь в дизеле при различных частотах вращения коленчатого вала (а) и нагрузках (б)

4. *Потери мощности на механический привод нагнетателя (N_m)*. Имеется в виду механический привод компрессора в двигателях с наддувом, сюда не относятся двигатели с турбонаддувом, так как у них для привода компрессора используется кинетическая энергия отработавших газов, уже вне цилиндра. Так как механический привод нагнетателя воздуха или компрессора применяется довольно редко, а затраты мощности на него значительны, этот вид потерь выделен отдельно.

5. *Гидравлические потери мощности (N_f)* учитывают затрату мощности на преодоление сопротивления движению деталей кривошипно-шатунного механизма в картерном пространстве.

Таким образом, внутренние потери индикаторной мощности, т. е. мощность механических потерь, представляет собой сумму перечисленных выше видов потерь:

$$N_m = N_T + N_{нас} + N_{пр} + N_k + N_f.$$

Механические потери и их значения относительно индикаторной мощности приведены ниже.

Вид механических потерь	$N_m, \%$
Общие потери на трение:	До 75
поршневых колец и поршня	42—50
подшипников коленчатого вала	16—19
механизма газораспределения	4—6
Насосные потери	До 15
Общие потери на привод	
вспомогательных агрегатов:	12—17
жидкостного насоса	2—3
вентилятора	6—8
масляного насоса	1—2
электрооборудования	1—2
топливного насоса	2
Потери на привод нагнетателя	До 10

Примечание. Меньшие значения механических потерь относятся к двигателям с искровым зажиганием, большие — к дизелям.

Кrome мощности N_m механические потери оцениваются средним давлением механических потерь p_m и механическим КПД η_m . Среднее давление механических потерь определяется аналогично механическим потерям индикаторной мощности:

$$p_m = p_T + p_{нас} + p_{пр} + p_K + p_{сг},$$

где все слагаемые — средние значения давлений механических потерь на трение, насосные ходы поршня, приводы вспомогательных механизмов, нагнетатели, гидравлику.

Чтобы дать определение механическому КПД, необходимо рассмотреть эффективные показатели работы двигателя.

4.4. Эффективные показатели

Эффективными показателями называются показатели, характеризующие работу двигателя, которая «снимается» с коленчатого вала и полезно используется.

К числу эффективных показателей относятся эффективная мощность, крутящий момент, среднее эффективное давление, удельный эффективный расход топлива, эффективный КПД.

4.4.1. Среднее эффективное давление и эффективная мощность

В результате механических потерь индикаторная работа уменьшается, и с коленчатого вала «снимается» оставшаяся работа, называемая эффективной:

$$L_e = L_i - L_m, \quad (4.11)$$

где L_m — работа механических потерь.

Разделив это выражение на рабочий объем цилиндра, получим

$$p_e = p_i - p_m,$$

где p_e — *среднее эффективное давление*, т. е. давление, которое совершает полезную работу, получаемую за цикл с единицы рабочего объема цилиндра.

Умножив выражение (4.11) на $V_h n i / (30 \tau)$, получим мощность, снимаемую с коленчатого вала, т. е. *эффективную мощность*

$$N_e = N_i - N_m$$

или

$$N_e = p_e V_h n i / (30 \tau). \quad (4.12)$$

Крутящий момент, или момент силы, действующий по шатуну на радиусе кривошипа коленчатого вала, можно представить как

$$M_K = 1000 p_e V_h n i / (\pi \tau), \quad (4.13)$$

4.4.2. Механический и эффективный КПД двигателя

Механический КПД двигателя η_m показывает совершенство конструкции двигателя и представляет собой отношение полезно используемой работы к индикаторной работе:

$$\eta_m = N_e / N_i = p_e / p_i.$$

Таким образом, механический КПД определяет уменьшение мощности двигателя вследствие механических потерь.

Так как $p_e = p_i - p_m$ и $N_e = N_i - N_m$,

$$\eta_m = (p_i - p_m) / p_i = 1 - (p_m / p_i)$$

или

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

Эффективный КПД η_e двигателя показывает, какая часть теплоты от всей подведенной с топливом теплоты превращается в полезную работу:

$$\eta_e = L_e / G_{\text{тн}} H_u$$

или после соответствующих преобразований

$$\eta_e = 3600 / (H_u g_e), \quad (4.14)$$

где g_e — удельный эффективный расход топлива.

4.4.3. Удельный эффективный расход топлива

Из уравнения (3.20) получим

$$G_{\tau} = G_u / (\alpha I_0) = V_{\text{в}} n_p / (\alpha I_0).$$

С учетом частоты вращения коленчатого вала часовой расход воздуха

$$G_{\tau} = k V_{\text{в}} n_p \eta / (\alpha I_0 z), \quad (4.15)$$

где k — коэффициент приведения единиц измерения в единую систему; z — коэффициент тактности (для четырехтактных двигателей он равен 2, для двухтактных — 1).

Часовой расход топлива показывает только расход топлива по массе в единицу времени без учета вырабатываемой при этом эффективной работы. Поэтому для оценки экономичности двигателя наряду с эффективным КПД используется *удельный эффективный расход топлива*, который показывает, какое количество топлива расходует двигатель для выработки единицы мощности:

$$g_e = 10^3 G_{\tau} / N_e, \quad (4.16)$$

где G_{τ} — часовой расход топлива.

Аналогично соотношению (4.9) удельный эффективный расход топлива может быть выражен как

$$g_e = 3600 / (\eta_e H_u). \quad (4.17)$$

Факторы, влияющие на расход топлива

Анализ формулы (4.15) показывает, что часовой расход топлива возрастает с увеличением объема цилиндров, частоты вращения коленчатого вала, коэффициента наполнения и плотности воздуха. Если рабочий объем цилиндра (как и тактность) для данного двигателя является величиной неизменной, то частота вращения коленчатого ва-

Глава 4. Энергетические и экономические показатели работы ДВС 105

ла зависит от условий эксплуатации, а плотность воздуха — от климатических условий. Так с увеличением температуры окружающей среды и высоты над уровнем моря плотность воздуха уменьшается.

Рост коэффициента наполнения на часовой расход топлива влияет прямо пропорционально, но изменение самого коэффициента η_e находится в зависимости от множества факторов, которые были рассмотрены в разделе 3.2.4.

Часовой расход топлива уменьшается с ростом коэффициента избытка воздуха α , следовательно, G_{τ} зависит от режима работы двигателя, который определяется составом топливовоздушной смеси, т. е. параметром α . Так например, для режима полной мощности, когда коэффициент избытка воздуха равен 0,8—0,95, часовой расход топлива будет больше, чем при работе двигателя на средних нагрузках, при которых коэффициент α равен 1,05—1,15.

Рассматривая факторы, влияющие на удельный эффективный расход топлива, следует учитывать и факторы, которые влияют на эффективную мощность N_e , а с учетом формулы (4.17) и на эффективный КПД η_e . Таким образом, на расход топлива влияют различные факторы, совместное воздействие которых влияет на индикаторные показатели и механические потери двигателя.

4.4.4. Литровая мощность

Литровая мощность определяет эффективность использования рабочего объема цилиндра и показывает, какую мощность можно получить от одного литра рабочего объема данного двигателя, т. е. определяет степень форсированности двигателя

$$N_{\text{л}} = N_e / V_h = p_e n / (30 \tau). \quad (4.18)$$

Из уравнения (4.18) видно, что литровая мощность может быть увеличена при повышении среднего эффективного давления и частоты вращения коленчатого вала.

Двигатели, имеющие высокие значения $N_{\text{л}}$, называют форсированными.

В современных бензиновых и газовых двигателях частота вращения коленчатого вала достигает 6500 мин⁻¹ и выше.

Дизели грузовых автомобилей имеют номинальную частоту вращения не превышающую 2600 мин⁻¹, дизели легковых автомобилей — 4500—5500 мин⁻¹.

Литровая мощность дизелей грузовых автомобилей 12—15 кВт/л, бензиновых двигателей — 20—50 кВт/л, дизелей легковых автомобилей — до 20 кВт/л.

Переход на двухтактный цикл согласно уравнению (4.18) предполагает увеличение литровой мощности в 2 раза. Однако реально N_v увеличится только в 1,5–1,7 раза, так как часть рабочего объема в двухтактных двигателях используется на процессы газообмена, и существуют механические потери на привод нагнетателя.

Кроме того, из-за частой смены рабочего тела в двухтактных ДВС растет тепловая напряженность цилиндропоршневой группы. Это же является причиной ограничений в повышении литровой мощности за счет увеличения среднего эффективного давления.

В табл. 4.2 приведены эффективные показатели ДВС на номинальном режиме работы.

Таблица 4.2. Значения эффективных показателей ДВС

Двигатели	η_m	η_e	g_e , г/(кВт·ч)	p_e , МПа	N_m , кВт/л
Четырехтактные с искровым зажиганием без наддува	0,75–0,85	0,25–0,35	327–234	0,75–0,85	20–50
Четырехтактные дизели:					
без наддува	0,7–0,8	0,36–0,42	235–202	0,65–0,8	12–20
с наддувом	0,78–0,88	0,38–0,45	223–188	До 2	16–28
Двухтактные дизели	0,7–0,85	0,33–0,38	257–223	0,5–0,75	15–35

4.4.5. Способы повышения мощности двигателя

Чтобы увеличить среднее эффективное давление, необходимо в цилиндр за цикл подать большее количество топлива, а для полного его сгорания — большее количество воздуха. Это реализуется путем увеличения количества свежего заряда, нагнетаемого в цилиндр под давлением. Данный способ называется наддувом двигателя. При этом среднее эффективное давление увеличивается практически пропорционально увеличению плотности свежего заряда.

На рис. 4.4 показан наддув с механическим приводом от коленчатого вала, а на рис. 4.5 — турбонаддув, где для привода центрального компрессора 1 используется энергия отработавших газов (ОГ), которая реализуется в турбине 2, конструктивно объединенной с компрессором в единый агрегат, который называется турбокомпрессором.

По величине создаваемого давления на входе в цилиндр различают наддув низкий (до 0,15 МПа), средний (0,15–0,2 МПа) и высокий (более 0,2 МПа). При этом эффективная мощность двигателя увеличивается на 20–30, 40–50 и более 50 % соответственно.

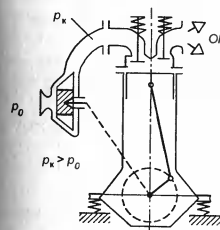


Рис. 4.4. Наддув с механическим приводом

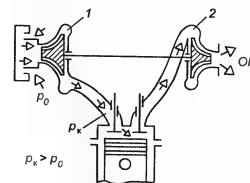


Рис. 4.5. Турбонаддув: 1 — компрессор; 2 — турбина

Применение наддува в двигателях с искровым зажиганием осложняется возникновением детонационного сгорания и более высокой тепловой напряженностью лопаток турбины.

Если формулу (4.12) представить в развернутом виде, то получим

$$N_e = k(H_u/\alpha I_0)V_h \rho \eta_e \eta_m (n/\tau), \quad (4.19)$$

где $k = 1/10^6 \cdot 60$ — постоянная величина, учитывающая тепловой эквивалент работы и коэффициент перевода единиц измерения.

Анализируя данное уравнение, можно определить и другие способы увеличения мощности двигателя:

- увеличение рабочего объема V_h двигателя является наиболее простым способом повышения мощности. При этом происходит практически пропорциональное изменение массы заряда поступающего в цилиндры, что соответственно влияет на увеличение эффективной мощности. Рабочий объем может быть увеличен как путем увеличения габаритных размеров цилиндров, так и повышением их числа. Несмотря на то, что увеличение габаритных размеров имеет свои преимущества, этот способ имеет такой существенный недостаток, как пропорциональный рост массы шатунно-поршневой группы, что увеличивает силы инерции деталей и снижает максимальную частоту вращения коленчатого вала;
- увеличение плотности воздуха ρ можно получить с помощью наддува;
- рост коэффициента наполнения η_e может быть обеспечен путем создания более совершенных конструкций впускных трубопроводов и увеличения числа впускных клапанов, а также

переводом бензиновых двигателей с карбюраторной системы питания к системе впрыска;

- конструктивное совершенствование двигателей для увеличения η_m . Так, используя новые материалы, можно снизить механические потери на трение, а совершенствование газораспределительного и других механизмов обеспечивает снижение насосных потерь и потерь на привод вспомогательных узлов;
- повышение индикаторного КПД η_i , которое зависит от различных факторов, рассматривалось в подразделе 4.2.3;
- согласно формуле (4.12) увеличение частоты вращения коленчатого вала n должно привести к пропорциональному росту N_e . Однако увеличение быстроходности вызывает рост газодинамического сопротивления при впуске свежего заряда, в результате чего понижается коэффициент наполнения. Кроме этого возрастают механические потери, тепловая и механическая напряженность деталей. Поэтому повышение быстроходности двигателя должно сопровождаться соответствующими конструктивными решениями, снижающими отрицательные последствия увеличения значений n ;
- использование обедненных горючих смесей приводит к плохой их воспламеняемости от электрического разряда, а применение электрофакельного зажигания существенно усложняет конструкцию двигателя, в частности газораспределительного механизма.

Эффективным способом увеличения мощности двигателя являются улучшение смесеобразования, особенно в дизелях. Перспективным в этом направлении остаются создание топливной аппаратуры, обеспечивающей высокое качество распыления, и интенсификация турбулизации заряда в цилиндрах двигателя и камере сгорания. По-дробнее способы смесеобразования описаны в главе 8.

Контрольные вопросы

1. Для чего используют коэффициент скругления индикаторной диаграммы?
2. Что такое индикаторные показатели? Назовите их.
3. Дайте определение среднему индикаторному давлению, индикаторной мощности, индикаторному КПД.
4. Какие факторы влияют на индикаторные показатели?
5. Назовите виды механических потерь индикаторной мощности.
6. Укажите процентное соотношение механических потерь.
7. Что такое эффективные показатели? Назовите их.

8. Что такое крутящий момент, среднее эффективное давление, эффективная мощность, механический и эффективный КПД двигателя?
9. Назовите факторы, влияющие на расход топлива.
10. Что такое литровая мощность?
11. Перечислите способы повышения мощности двигателя.
12. Напишите в развернутом виде формулу эффективной мощности.

Глава 5 ТЕПЛОВЫЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Из приведенных в табл. 4.3 значений эффективных показателей ДВС видно, что эффективный КПД различных двигателей может быть от 0,25 до 0,45. Это означает, что только 25—45 % вводимой в двигатель теплоты преобразуется в полезную работу, остальная же часть приходится на различные виды тепловых потерь.

Распределение теплоты, вводимой в двигатель с топливом, на полезно используемую и уходящую на различные потери, называется внешним тепловым балансом. Внешний тепловой баланс определяется опытным путем и выражается в абсолютных или относительных величинах его составляющих.

5.1. Уравнение теплового баланса

В абсолютных величинах уравнение теплового баланса имеет следующий вид

$$Q = Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_m + Q_{\text{газ}} + Q_{\text{ис}} + Q_{\text{ост}},$$

где Q — общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом за определенный отрезок времени; Q_e — количество теплоты, перешедшее в эффективную работу; $Q_{\text{охл}}$ — количество теплоты, передаваемое охлаждающей жидкости; Q_m — количество теплоты, передаваемое в смазочный материал; $Q_{\text{газ}}$ — потери теплоты в отработавших газах; $Q_{\text{ис}}$ — потери теплоты вследствие неполноты сгорания топлива; $Q_{\text{ост}}$ — остаточные потери теплоты, не учтенные остальными составляющими теплового баланса.

Общее количество теплоты Q определяется по низкой теплотворной способности топлива H_u и его часовому расходу G_f :

$$Q = H_u G_f.$$

Количество полезно используемой теплоты, эквивалентное эффективной работе двигателя за 1 ч, определяется по формуле

$$Q_e = G_t H_{\text{н}} \eta_e.$$

Потери теплоты в охлаждающей жидкости определяются по формуле

$$Q_{\text{охл}} = c_{\text{охл}} (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) G_{\text{охл}},$$

где $c_{\text{охл}}$ — теплоемкость охлаждающей жидкости; $G_{\text{охл}}$ — расход охлаждающей жидкости; $t_{\text{вых}}$ и $t_{\text{вх}}$ — температуры охлаждающей жидкости на выходе и входе системы охлаждения соответственно.

Потери теплоты в смазочном материале определяются при наличии на двигателе масляного радиатора, в противном случае $Q_{\text{м}}$ включают в остаточные потери теплоты. Потери в смазочном материале определяются аналогично $Q_{\text{охл}}$.

Потери теплоты в отработавших газах определяются по упрощенной формуле, предположив, что количество газов $G_{\text{газ}}$ равно сумме количеств поступившего воздуха $G_{\text{в}}$ и топлива $G_{\text{т}}$:

$$Q_{\text{газ}} = c_p (t_{\text{г}} - t_{\text{о}}) (G_{\text{в}} + G_{\text{т}}),$$

где c_p — средняя теплоемкость отработавших газов при постоянном давлении; $t_{\text{г}}$ — температура отработавших газов; $t_{\text{о}}$ — температура окружающей среды.

Потери вследствие неполноты сгорания топлива определяются только для карбюраторного двигателя при коэффициенте избытка воздуха $\alpha < 1$:

$$Q_{\text{нс}} = 120(1 - \alpha) M_0 G_{\text{т}}.$$

Остаточные потери теплоты определяют следующим образом:

$$Q_{\text{ост}} = Q - (Q_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{газ}} + Q_{\text{нс}}).$$

На величину $Q_{\text{ост}}$ влияют погрешности при определении составляющих теплового баланса. Кроме того, к остаточным потерям теплоты относят: теплоту, передаваемую наружной поверхностью двигателя; теплоту, соответствующую кинетической энергии отработавших газов; теплоту лучеиспускания; теплоту, эквивалентную работе трения.

Теплоту $Q_{\text{охл}}$ и $Q_{\text{м}}$ используют при расчете систем охлаждения, смазочного материала и наддува.

По величине $Q_{\text{нс}}$ можно судить о степени неполноты сгорания и определить пути повышения теплоиспользования.

Количество теплоты по составляющим теплового баланса подсчитывают в кДж за единицу времени. Однако наиболее распространено составление теплового баланса в относительных величинах, где каждая составляющая выражена в процентах к введенному количеству теплоты с топливом. В этом случае уравнение теплового баланса имеет вид:

$$q_e + q_{\text{охл}} + q_{\text{м}} + q_{\text{газ}} + q_{\text{нс}} + q_{\text{ост}} = 100,$$

где $q_e = (Q_e/Q) \cdot 100$; $q_{\text{охл}} = (Q_{\text{охл}}/Q) \cdot 100$; $q_{\text{м}} = (Q_{\text{м}}/Q) \cdot 100$ и т. д.

В табл. 5.1 приведены средние значения составляющих теплового баланса. Данные таблицы свидетельствуют, что основные тепловые потери — это потери в охлаждающей жидкости и в отработавших газах.

Таблица 5.1. Процентное соотношение составляющих теплового баланса, %

Двигатель	q_e	$q_{\text{охл}}$	$q_{\text{газ}}$	$q_{\text{нс}}$	$q_{\text{ост}}$
Карбюраторный	20–48	13–27	35–50	0–45	3–8
Дизель:					
без наддува	30–43	17–35	25–45	0–5	2–5
с наддувом	35–45	12–25	25–40	0–5	2–5

Одним из способов использования тепловых потерь является применение турбонаддува, где нагнетатель приводится в действие за счет энергии отработавших газов.

5.2. Влияние различных факторов на тепловой баланс двигателя

На распределение теплоты в двигателе оказывают влияние такие факторы как частота вращения коленчатого вала, нагрузка, состав смеси, угол опережения зажигания.

Частота вращения коленчатого вала. С ростом частоты вращения коленчатого вала абсолютные величины всех составляющих теплового баланса увеличиваются, так как в двигатель за единицу времени поступает большее количество теплоты. Изменение относительных величин теплового баланса в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (рис. 5.1).

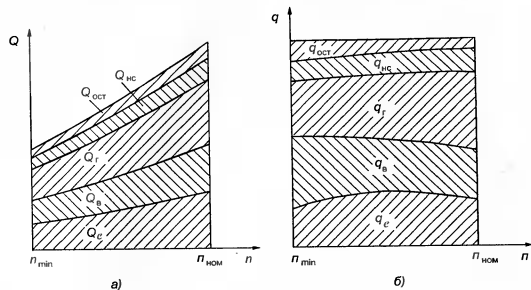


Рис. 5.1. Влияние частоты вращения коленчатого вала на составляющие теплового баланса: *а* — изменение абсолютных значений; *б* — изменение относительных величин

С увеличением частоты вращения коленчатого вала величина $q_{\text{ост}}$ уменьшается, так как время на теплоотдачу в систему охлаждения сокращается.

Значения q_g достигают максимума при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей минимальному удельному расходу топлива.

Величина q_v увеличивается с ростом частоты вращения коленчатого вала, так как при этом растет температура отработавших газов и недогорение топлива.

Потери на неполноту сгорания $q_{\text{ис}}$ остаются почти постоянными, что объясняется примерно одинаковым составом смеси по всему диапазону частоты вращения коленчатого вала.

Нагрузка. С увеличением нагрузки значение q_g увеличивается до максимума, когда произведение $\eta_g \cdot \eta_{\text{эл}}$ принимает наибольшее значение. Дальнейшее уменьшение q_g связано с обогащением смеси на полных нагрузках, при этом возрастает доля $q_{\text{ис}}$ (рис. 5.2).

Наибольшие потери теплоты в охлаждающую среду наблюдаются на холостом ходу, так как на этом режиме вся выделенная теплота идет на совершение работы по преодолению сил трения в двигателе и нагрев окружающей среды.

С увеличением нагрузки возрастает и q_v в связи с ростом температуры и теплосодержания отработавших газов.

Потеря теплоты вследствие неполноты сгорания топлива имеет место при малых нагрузках, когда включается система холостого

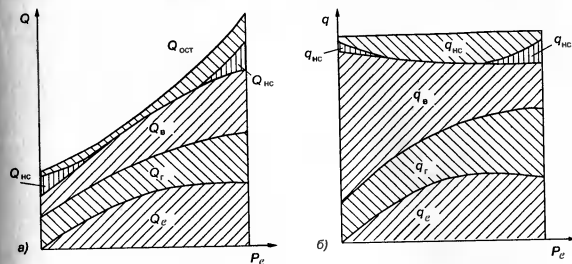


Рис. 5.2. Влияние нагрузки на составляющие теплового баланса: *а* — изменение абсолютных значений; *б* — изменение относительных величин

хода карбюратора, а также на полных и близких к ним нагрузках, когда происходит обогащение смеси экономайзером.

Угол опережения зажигания.

Наибольшие значения q_g соответствуют оптимальному значению угла опережения зажигания (рис. 5.3). Потери теплоты в систему охлаждения возрастают как при раннем, так и при позднем зажигании, так как сгорание в этих случаях происходит в невыгодных условиях. При позднем зажигании возрастают потери теплоты с отработавшими газами, так как догорание происходит уже в стадии процесса расширения. На потери, связанные с неполнотой сгорания, угол опережения зажигания влияния не оказывает, так как коэффициент избытка воздуха остается при этом неизменным.

Состав горючей смеси. При экономичном составе смеси, когда α равно 1,05—1,1, значения q_g становятся максимальными (рис. 5.4). Потери $q_{\text{ост}}$ возрастают при отклонениях в обе стороны от значений α , равных 0,8—0,9, что объясняется увеличением времени сгорания в обоих случаях. Потери q_v увеличиваются с изменением коэффициента избытка воздуха аналогично $q_{\text{ост}}$ из-за увеличения температуры

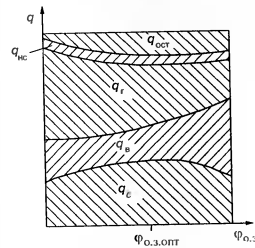


Рис. 5.3. Влияние угла опережения зажигания на составляющие теплового баланса двигателя

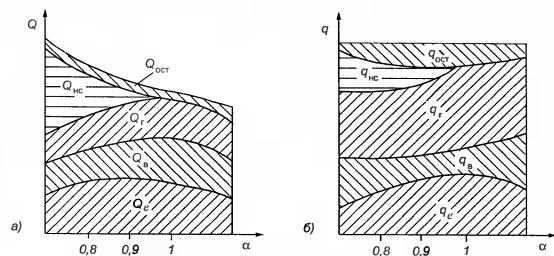


Рис. 5.4. Влияние состава смеси на составляющие теплового баланса: а — изменение абсолютных значений; б — изменение относительных величин

газов при замедлении скорости сгорания. Кроме того, при $\alpha > 1$ возрастают значения q_i из-за роста тепловых потерь с излишним воздухом, участвующим в сгорании.

Контрольные вопросы

1. Что такое внешний тепловой баланс?
2. Напишите уравнение теплового баланса и назовите его составляющие.
3. На какую из составляющих теплового баланса двигателя приходится большая доля тепловых потерь?
4. Какие факторы и как влияют на тепловой баланс двигателя?

Глава 6 ГИДРОДИНАМИКА

Гидродинамика, являясь одним из разделов гидравлики, рассматривает законы движения жидкости в трубах и каналах, через отверстия и насадки, а также закономерности обтекания жидкостью твердых тел.

Гидродинамика используется при расчете смазочных систем и систем охлаждения двигателей, карбюраторов, систем подачи и впрыска топлива.

Законы гидродинамики могут быть использованы и при исследовании движения газов, если их скорость значительно ниже скорости звука.

6.1. Физические свойства жидкости

К основным физическим свойствам жидкости, которые рассматриваются в гидродинамике, относятся плотность, удельный вес, удельный объем, температурное расширение, сжимаемость и вязкость.

Плотность — это отношение массы вещества к его объему:

$$\rho = m/V.$$

На плотность жидкости влияют температура и давление. Значения плотности некоторых жидкостей приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1. Значения плотности некоторых жидкостей

Жидкость	ρ , кг/м ³	Жидкость	ρ , кг/м ³
Вода	1000	МГ-22-А	880
Антифриз	1070	ТМ-5-18	900
Бензин	750	Нефть	900
Керосин	800	Ацетон	700
Дизельное топливо	860	Спирт	800
Масло МГ-15-Б	850	Глицерин	1260

Удельный вес — это отношение веса жидкости к занимаемому объему:

$$\gamma = mg/V = \rho g.$$

Удельный объем жидкости — объем единицы массы этой жидкости:

$$v = V/m = 1/\rho.$$

Температурное расширение — свойство жидкости изменять свой объем при изменении температуры. С ростом температуры объем жидкости увеличивается и наоборот. Различные жидкости при увеличении температуры на одну и ту же величину увеличиваются в объеме по разному. Поэтому свойство жидкости увеличиваться в объеме с увеличением температуры характеризуется коэффициентом температурного расширения β_t , который показывает изменение единицы объема данной жидкости при изменении ее температуры на 1 К (табл. 6.2).

Увеличение объема при нагревании рассчитывается по уравнению

$$\Delta V = \beta_t V_0 \Delta T,$$

где V_0 — начальный объем жидкости; ΔT — изменение температуры.

В расчетах ДВС коэффициент температурного расширения считают постоянным, хотя на самом деле он зависит от условий нагревания или охлаждения, давления и начальной температуры.

Таблица 6.2. Значения коэффициентов температурного расширения некоторых жидкостей, 10^{-4} К^{-1}

Жидкость	β_t
Вода	2
Антифриз	5
Нефть	8
Ртуть	1,8

Сжимаемость — свойство жидкости изменять объем при изменении давления.

$$\Delta V = \beta_p V_0 \Delta p,$$

где ΔV — изменение объема; Δp — изменение давления; β_p — коэффициент объемного сжатия.

Коэффициент объемного сжатия показывает изменение единицы объема жидкости при изменении давления на 1 Па. Он зависит от условий сжатия, температуры и начального давления. При расчетах эта зависимость не учитывается.

Коэффициент объемного сжатия для воды равен $5 \cdot 10^{-4} \text{ 1/Па}$, для нефтепродуктов — $7 \cdot 10^{-4} \text{ 1/Па}$, для ртути — $0,3 \cdot 10^{-4} \text{ 1/Па}$.

Ввиду незначительных величин β_p жидкости считаются несжимаемыми.

Вязкость — свойство жидкости оказывать сопротивление перемещению одной ее части относительно другой.

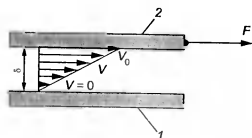


Рис. 6.1. Схема изменения скорости жидкости, заключенной между неподвижной (1) и подвижной (2) пластинами

Если плоскость 2 (рис. 6.1), находящаяся на расстоянии δ от плоскости 1, под действием силы F перемещается со скоростью V_0 , то слои жидкости, находящиеся между плоскостями, перемещаются с разными скоростями. При этом максимальная скорость V_0 в точках контакта с плоскостью 2, минимальная (вплоть до нуля) в точках контакта с плоскостью 1.

Если слои жидкости при движении не перемешиваются, то скорость в потоке изменяется по линейному закону, и отношение V_0/δ представляет собой градиент скорости.

При скольжении слоев жидкости между ними возникают силы внутреннего трения, которые сопротивляются движению. На преодоление этих сил и расходуется внешняя сила F :

$$F = \eta S V_0 / \delta,$$

где η — динамический коэффициент вязкости или динамическая вязкость; S — площадь трения (жидкости о пластину).

Динамическая вязкость учитывает свойства жидкости, от которых зависит ее внутреннее трение. В технике и в частности в гидравлике часто используется кинематическая вязкость ν , которая равна отношению динамической вязкости жидкости к ее плотности:

$$\nu = \eta / \rho.$$

Для упрощения решения гидродинамических задач считают, что рассматриваемые жидкости не обладают температурным расширением, сжимаемостью и вязкостью. Такие жидкости в отличие от реальных называются идеальными.

6.2. Поток жидкости и его параметры

Поток жидкости характеризуется такими параметрами как площадь живого сечения S , расход жидкости $Q(Q)$, средняя скорость движения v .

Живое сечение потока — это сечение, которое перпендикулярно в каждой точке скорости частиц потока жидкости.

Векторы скорости частиц имеют некоторое расхождение в потоке жидкости.

Живым сечением потока жидкости называется сечение, которое перпендикулярно в каждой точке скорости частиц потока жидкости. Поэтому живое сечение потока — криволинейная плоскость (рис. 6.2, а, линия 1—1).

Ввиду незначительного расхождения векторов скорости в гидродинамике за живое сечение принимается плоскость, расположенная перпендикулярно скорости движения жидкости в средней точке потока (рис. 6.2, б).

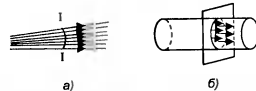


Рис. 6.2. Векторы скорости потока жидкости (а) и живое сечение потока (б)

Расход жидкости — это количество жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени. Расход может определяться в массовых долях G и объемных Q .

Средняя скорость движения жидкости — это средняя скорость частиц в живом сечении потока.

Если в живом сечении потока, движущегося, например, в трубе, построить векторы скорости частиц и соединить концы этих векторов, то получится график изменения скоростей (эпюра скоростей) (рис. 6.3).

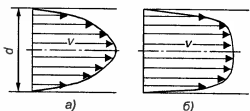


Рис. 6.3. Распределение скоростей движения жидкости в живом сечении трубы при течении: а — турбулентном; б — ламинарном

Если площадь такой эпюры разделить на диаметр данной трубы, то получится значение средней скорости движения жидкости в данном сечении:

$$v_{\text{ср}} = S_3/d,$$

где S_3 — площадь эпюры местных скоростей; d — диаметр трубы.

Объемный расход жидкости рассчитывается по формуле

$$Q = S_3 v_{\text{ср}},$$

где Q — площадь живого сечения потока.

Параметры потока жидкости определяют характер движения жидкости. При этом оно может быть установившимся и неустановившимся, равномерным и неравномерным, неразрывным и кавитационным, ламинарным и турбулентным.

Если параметры потока жидкости не изменяются во времени, то ее движение называется установившимся.

Равномерным называется движение, при котором параметры потока не изменяются по длине трубопровода или канала. Например, движение жидкости по трубе постоянного диаметра является равномерным.

Неразрывным называется движение жидкости, при котором она перемещается сплошным потоком, заполняющим весь объем трубопровода.

Отрыв потока от стенок трубопровода или от обтекаемого предмета приводит к возникновению кавитации.

Кавитацией называется образование в жидкости пустот, заполненных газом, паром или их смесью.

Кавитация возникает в результате местного уменьшения давления ниже критического значения $p_{\text{кр}}$ при данной температуре (для воды $p_{\text{кр}} = 101,3$ кПа при $T = 373$ К или $p_{\text{кр}} = 12,18$ кПа при $T = 323$ К и т. д.). При попадании таких пузырьков в зону, где давление выше критического, в эти пустоты устремляются частицы жидкости, что приводит к резкому возрастанию давления и температуры. Поэтому кавитация неблагоприятно отражается на работе гидротурбин, жидкостных насосов и других элементов гидравлических устройств.

Ламинарное движение — это упорядоченное движение жидкости без перемешивания между ее соседними слоями. При ламинарном течении скорость и силы инерции, как правило, невелики, а силы трения значительны. При увеличении скорости до некоторого порогового значения ламинарный режим течения переходит в турбулентный.

Турбулентное движение — это течение жидкости, при котором ее частицы совершают неустановившееся беспорядочное движение по сложным траекториям. При турбулентном течении скорость жидкости и ее давление в каждой точке потока хаотически изменяются, при этом происходит интенсивное перемешивание движущейся жидкости.

Для определения режима движения жидкости существуют условия, согласно которым скорость потока может быть больше или меньше той критической скорости, когда ламинарное движение переходит в турбулентное и наоборот.

Однако установлен и более универсальный критерий, который называют критерием или числом Рейнольдса:

$$Re = vd/\nu,$$

где Re — число Рейнольдса; v — средняя скорость потока; d — диаметр трубопровода; ν — кинематическая вязкость жидкости.

Опытами было установлено, что в момент перехода ламинарного режима движения жидкости в турбулентный $Re = 2320$.

Число Рейнольдса, при котором ламинарный режим переходит в турбулентный, называется критическим. Следовательно, при $Re < 2320$ движение жидкости — ламинарное, а при $Re > 2320$ — турбулентное. Отсюда критическая скорость для любой жидкости

$$v_{\text{кр}} = 2320\nu/d.$$

6.3. Основные законы гидродинамики

6.3.1. Уравнение неразрывности потока

Произведение средней скорости потока жидкости на площадь живого сечения при установившемся движении есть величина постоянная:

$$vS = \text{const} \quad (6.1)$$

или

$$v_1 S_1 = v_2 S_2. \quad (6.2)$$

Уравнения (6.1) и (6.2) называются уравнениями неразрывности потока. На основании их можно сделать вывод, что при установившемся движении жидкости через любое живое сечение потока в единицу времени проходит одинаковое количество жидкости, т. е. для любых двух сечений потока массовый расход одинаков.

Массовый расход может быть представлен как

$$G = Q\rho = vS\rho.$$

Уравнение неразрывности потока является первым основным законом гидродинамики и позволяет при известном секундном расходе определить скорость движения жидкости в любом сечении потока и наоборот — расход жидкости при известной скорости ее движения.

6.3.2. Уравнение Бернулли

Вторым основным законом гидродинамики является уравнение Бернулли, устанавливающее зависимость между скоростью и давлением в различных сечениях одной и той же струи (потока), причем эти сечения находятся на разной высоте относительно плоскости сравнения:

$$z_1 + (p_1/\rho g) + (v_1^2/2g) = z_2 + (p_2/\rho g) + (v_2^2/2g), \quad (6.3)$$

где z_1 и z_2 — высоты первого и второго сечений соответственно, p_1 и p_2 — давления жидкости первого и второго сечений, v_1 и v_2 — скорости потока первого и второго сечений.

В общем виде уравнение Бернулли может быть представлено как

$$z + (p/\rho g) + (v^2/2g) = \text{const}. \quad (6.4)$$

Сумма двух слагаемых, входящих в это уравнение, называется полным напором в данном сечении.

Если уравнение (6.4) умножить на массу F жидкости, то получим

$$Fz + (mp/\rho) + (mv^2/2) = \text{const},$$

где первые два члена представляют собой потенциальную энергию массы движущейся жидкости, а третий член — кинетическую энергию.

Таким образом, уравнение Бернулли можно сформулировать следующим образом: *полный напор или сумма потенциальной и кинетической энергии движущейся жидкости есть величина постоянная для всех сечений.*

Но в отличие от идеальной жидкости при движении реальной возникают потери энергии (или напора). Причины этих потерь: трение о стенки трубопровода или канала, преодоление сил внутреннего трения в вязкой жидкости. Поэтому для потока реальной жидкости напор в первом сечении

$$H_1 = z_1 + (p_1/\rho g) + (v_1^2/2g)$$

всегда будет больше, чем напор в сечении, находящемся от него на некотором расстоянии:

$$H_2 = z_2 + (p_2/\rho g) + (v_2^2/2g).$$

Если величину указанных потерь энергии обозначить h_n , то уравнение Бернулли будет иметь вид:

$$z_1 + (p_1/\rho g) + (v_1^2/2g) = z_2 + (p_2/\rho g) + (v_2^2/2g) + h_n$$

или

$$z + (p/\rho g) + (v^2/2g) + h_n = \text{const}.$$

Различают два основных вида потерь:

- потери напора по длине трубопровода $h_{дл}$, обусловленные действием сил трения по поверхности канала на всех участках перемещения;
- потери местные h_m , обусловленные сопротивлением при прохождении жидкости через изгибы, резкие сужения, расширения, отводы (тройники), краны, фильтры и т. п.

Таким образом

$$h_n = h_{дл} + h_m$$

или

$$h_m = \xi v^2/2g,$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления определяется опытным путем, для малых отверстий $\xi = 0,06$.

6.4. Истечение жидкости из малых отверстий и насадок

Истечение жидкости из отверстий и насадок наблюдается в различных ДВС при подаче топлива и опорожнении емкостей.

Малым отверстием называется такое отверстие, у которого диаметр d меньше напора z над отверстием в 10 раз. В этом случае ско-

рость истечения принимается одинаковой по всему сечению отверстия.

Если толщина стенки δ сосуда относится к диаметру отверстия d как

$$\delta < 3d,$$

то стенка считается тонкой, и отверстие называется отверстием в тонкой стенке.

Если же δ равна $3-4d$, то такое отверстие рассматривают как короткую трубку, вставленную в отверстие, и ее называют насадкой.

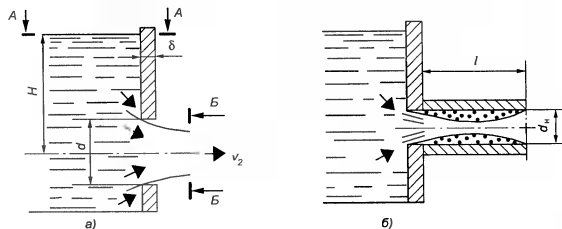


Рис. 6.4. Истечение жидкости: а — через отверстие; б — через насадку

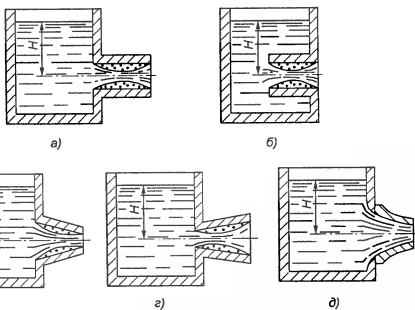


Рис. 6.5. Насадки: а — цилиндрическая внешняя; б — цилиндрическая внутренняя; в — коническая сходящаяся; г — коническая расходящаяся; д — коническая

Насадки разделяются на цилиндрические и конические.

Цилиндрические насадки могут быть внешними и внутренними (рис. 6.5). Конические насадки могут быть конически сходящимися и конически расходящимися.

6.4.1. Истечение жидкости из малых отверстий

При выходе из малого отверстия (см. рис. 6.4, а) струя претерпевает сжатие. Сжатое сечение струи находится примерно на расстоянии $0,5d$ от стенки резервуара.

Отношение площади струи в сжатом сечении S_c к площади всего отверстия называется коэффициентом сжатия струи ϵ' :

$$\epsilon' = S_c/S.$$

Опытным путем установлено, что $\epsilon' = 0,64$.

Составим уравнение Бернулли для сечений А—А и Б—Б.

Плоскость сечения струи совпадает с осью сжатого сечения, тогда

$$z_1 = H, z_2 = 0, p_1 = p_2, v_1 = 0, v_2 = v_c, h_{\text{в}} = \xi v_c^2/2g.$$

Подставив эти уравнения в уравнение Бернулли, получим

$$H = (v_c^2/2g) + \xi(v_c^2/2g) = (1 + \xi)(v_c^2/2g),$$

где v_c — скорость жидкости в струе.

Тогда

$$v_c = \sqrt{2gH} / \sqrt{1 + \xi}.$$

Обозначив множитель $1/\sqrt{1 + \xi}$ буквой ϕ , получим

$$v_c = \phi \sqrt{2gH}, \quad (6.5)$$

где ϕ — коэффициент скорости. Опытным путем установлено, что $\phi = 0,97$.

Для вычисления объемного расхода жидкости следует скорость умножить на площадь сжатого сечения:

$$Q = S_c v_c = \epsilon' S \phi \sqrt{2gH}.$$

Произведение $\epsilon' \phi$ называется коэффициентом расхода и обозначается буквой μ' , тогда

$$Q = \mu' S \sqrt{2gH}, \quad (6.6)$$

где $\mu' = \epsilon' \phi \approx 0,64 \cdot 0,97 \approx 0,62$.

Массовый расход находится из уравнения

$$G = \mu' S \rho \sqrt{2gH}. \quad (6.7)$$

6.4.2. Истечение жидкости из насадок

Формулы (6.5), (6.6) и (6.7) справедливы и для насадок, но значения коэффициентов μ' , φ , ε' и ξ будут для них другими (табл. 6.3).

Таблица 6.3. Значения коэффициентов ε' , ξ , φ и μ' для различных насадок

Насадки	Коэффициент сжатия ε'	Коэффициент местного сопротивления ξ	Коэффициент скорости φ	Коэффициент расхода μ'
Цилиндрические:				
внешняя	1	0,5	0,82	0,82
внутренняя	1	1	0,71	0,71
Конические:				
сходящаяся	0,98	0,06	0,97	0,95
расходящаяся	1	3,94	0,45	0,45
conoидальная	1	0,06	0,98	0,98

Сходящиеся конические насадки используют для получения высокой скорости истечения жидкости, а расходящиеся — для уменьшения.

Коноидальные насадки выполняются по форме вытекающей струи, при этом потери напора становятся минимальными, а расход жидкости максимальным.

Контрольные вопросы

1. Назовите физические свойства жидкости. Дайте им определение.
2. Что такое кавитация?
3. Что такое ламинарное и турбулентное движение жидкости?
4. Напишите уравнение неразрывности потока.
5. Напишите уравнение Бернулли и дайте ему формулировку.
6. Что такое малое отверстие и чем оно отличается от насадки?
7. Назовите виды насадок. Для какой цели применяются те или иные виды?

Глава 7

КАРБЮРАЦИЯ И КАРБЮРАТОРЫ

Как уже отмечалось в подразделе 3.4.1 сгорание топлива может протекать только в присутствии окислителя, в качестве которого используется кислород, находящийся в воздухе. Следовательно, для полного сгорания определенного количества топлива необходимо иметь

определенное количество воздуха, соотношение которых в смеси оценивается коэффициентом избытка воздуха.

Так как воздух является газом, а нефтяные топлива — жидкостью, то для полного окисления жидкое топливо необходимо превратить в газ, т. е. испарить. Поэтому кроме рассмотренных четырех процессов, соответствующих названиям тактов работы двигателя, всегда присутствует еще один — процесс смесеобразования.

Смесеобразование — это процесс приготовления смеси топлива с воздухом для сжигания ее в цилиндрах двигателя.

По способу смесеобразования ДВС разделяются на двигатели с внешним смесеобразованием и двигатели с внутренним смесеобразованием.

В двигателях с внешним смесеобразованием приготовление смеси воздуха с топливом начинается за пределами цилиндра в специальном приборе — карбюраторе. Такие ДВС называются карбюраторными. В двигателях с внутренним смесеобразованием смесь готовится непосредственно в цилиндре. К таким ДВС относятся дизели.

7.1. Требования, предъявляемые к карбюратору

Карбюрацией называется процесс приготовления смеси из топлива и воздуха. Различают горючую смесь и рабочую смесь. Горючая смесь — это смесь влажных паров топлива с воздухом. Рабочая смесь образуется в результате смешивания горючей смеси с отработавшими газами, оставшимися от предыдущего цикла в цилиндре. В зависимости от соотношения топлива и воздуха горючие смеси могут быть различных составов. Для различных режимов работы двигателя необходимы смеси определенного состава.

Так как полностью сгорает только испарившееся топливо, то при приготовлении горючей смеси необходимо стремиться получить полное испарение топлива.

Таким образом, карбюратор должен выполнять следующие требования:

- обеспечивать необходимые условия для испарения топлива и перемешивания его с воздухом;
- автоматически поддерживать оптимальные составы горючей смеси для каждого из режимов работы двигателя и быстро переходить на любой из них;
- иметь минимальные гидравлические сопротивления;
- быть простым по устройству и доступным для регулировок.

Процесс смесеобразования начинается в карбюраторе, где скорость воздуха достигает 150–200 м/с, а истечение топлива — 5–6 м/с. Вследствие разности скоростей топлива и воздуха топливо активно распыляется в слоях воздуха и частично испаряется. Дальнейшее испарение топлива продолжается при движении по впускному трубопроводу, стенки которого нагреты, прохождении клапанной щели и заканчивается в цилиндре. Тем не менее, часть испарившегося топлива оседает на стенках впускного трубопровода (тем больше, чем он холоднее) и в виде пленки продолжает движение по нему. Какая-то часть топлива успевает вновь испариться со стенок, какая-то часть поступает в цилиндр в неиспарившемся виде, что увеличивает расход топлива и понижает развиваемую мощность двигателя.

В основе работы всех современных автомобильных карбюраторов лежит процесс так называемого элементарного карбюратора.

7.2. Элементарный карбюратор

Принципиальная схема элементарного карбюратора показана на рис. 7.1.

Основными элементами карбюратора являются поплавковая камера 8 с поплавком 2 и запорным клапаном 1, топливный жиклер 7, дроссельная заслонка 6, распылитель 4 и диффузор 5. Свободный от топлива объем поплавковой камеры сообщается, как показано на рисунке, с началом воздушного канала. В этом случае поплавковую камеру называют сбалансированной. С помощью поплавка 2 и игольчатого клапана 1 в поплавковой камере 8 поддерживается примерно постоянный уровень топлива. Для предотвращения вытекания топлива через распылитель устье распылителя располагают выше уровня топлива в поплавковой камере на 2–8 мм (Δh).

Топливный жиклер 7 дозирует топливо, поступающее через распылитель 4 в воздушный канал карбюратора. Дроссельная заслонка регулируется количеством горючей смеси, подаваемой из карбюратора во впускной тракт и цилиндры двигателя.

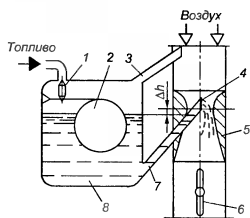


Рис. 7.1 Принципиальная схема простейшего карбюратора: 1 — запорный клапан; 2 — поплавок; 3 — балансирующий канал; 4 — распылитель; 5 — диффузор; 6 — дроссельная заслонка; 7 — жиклер; 8 — поплавковая камера

На тракте впуска между окружающей средой и цилиндром создается перепад давлений, в результате которого воздух из окружающей среды поступает в воздушный канал карбюратора и движется по этому каналу. В диффузоре 5 сечение воздушного потока уменьшается, в результате чего повышается его скорость и создается местное разрежение. Максимального значения разрежения достигает в наиболее узкой части диффузора, где обычно устанавливается сопло распылителя 4. Под действием разрежения в диффузоре топливо из распылителя фонтанирует в воздушный канал. При выходе из сопла распылителя топливо подхватывается воздушным потоком и, перемещаясь по воздушному каналу со значительно меньшей скоростью, чем воздух, мелко распыляется. Затем в смесительной камере, которая находится в зоне дроссельной заслонки, распыленное топливо частично испаряется, образуя горючую смесь.

В зависимости от направления потока горючей смеси различают карбюраторы с восходящим, падающим и горизонтальным потоками. Наибольшее распространение получили карбюраторы с падающим потоком, так как они обеспечивают более равномерное распределение горючей смеси по цилиндрам, что улучшает мощность и экономические показатели двигателя.

В зависимости от количества смесительных камер различают однокамерные и двухкамерные карбюраторы. Применение двух и более камер также позволяет улучшить смесеобразование, т. е. обеспечить более качественное перемешивание топлива с воздухом и равномерное распределение смеси по цилиндрам в многоцилиндровом двигателе.

7.3. Течение воздуха по впускному тракту

Конструктивно воздушный канал карбюратора и впускной тракт представляют собой сложный трубопровод с целым рядом местных сопротивлений, на преодоление которых затрачивается часть энергии потока. Наиболее широкая часть воздушного канала находится на входе в карбюратор (сечение $A-A$) (рис. 7.2), наиболее узкая — в сечении $B-B$ (минимальный диаметр диффузора).

Если пренебречь изменением плотности воздуха по длине впускного тракта, т. е. рассматривать воздух как несжимаемую жидкость, то согласно уравнению Бернулли

$$h_0 + (v_0^2/2g) + (p_0/\rho_{вг}) = h_n + (p_n/\rho_{вг}) + (v_n^2/2g) + \xi v_n^2/2g,$$

где h_0 и h_n — высота сечения на входе в карбюратор и высота сечения минимального диаметра диффузора соответственно относительно

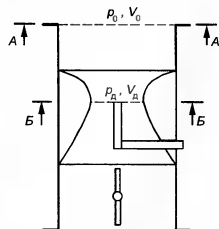


Рис. 7.2. Схема воздушного канала карбюратора

но уровня, принятого за начало отсчета; v_0 и v_d — скорости воздуха на входе в канал и в самом узком сечении диффузора соответственно; p_0 и p_d — давления в вышеуказанных сечениях; ξ — коэффициент сопротивления впускного тракта на участке от входа в канал до минимального сечения диффузора.

Учитывая небольшую удельный вес воздуха и незначительную разность уровней между рассматриваемыми сечениями можно принять, что

$$h_0 = h_d,$$

Считая, что скорость воздуха на входе в канал равна 0, получим

$$p_0 - p_d = (\rho v_d^2 / 2)(1 + \xi) \Delta p_d, \quad (7.1)$$

где Δp_d — разряжение в горловине диффузора $\Delta p_d = p_0 - p_d$

Из уравнения (7.1) получим скорость воздуха в диффузоре:

$$v_d = (1 / \sqrt{1 + \xi}) \sqrt{(2g \Delta p_d / \rho_v)}.$$

Обозначив $1 / \sqrt{1 + \xi}$ через φ_c , получим

$$v_d = \varphi_c \sqrt{(2g \Delta p_d / \rho_v)}, \quad (7.2)$$

где φ_c — скоростной коэффициент, учитывающий потери скорости из-за гидравлических сопротивлений впускного тракта, а также поправку на сжимаемость воздуха, равный 0,75—0,9.

Если скорость воздуха в сечении диффузора составляет 150—200 м/с, то разряжение в диффузоре составит 20—35 кПа. Следовательно, давление p_d , действующее на топливо в распылителе (см. рис. 7.1), становится меньше давления p_0 в поплавковой камере. Под действием разности этих давлений $\Delta p_d = p_0 - p_d$ происходит истечение топлива из распылителей со скоростью примерно в 25 раз меньшей скорости воздуха, что обеспечивает хорошее распыление топлива и перемешивание его с воздухом.

Скорость истечения топлива можно определить и по уравнению Бернулли:

$$v_t = \varphi_{ж} \sqrt{(2g \Delta p_d / \rho_t)}, \quad (7.3)$$

где $\varphi_{ж}$ — скоростной коэффициент топлива, проходящего через жиклер ($\varphi_{ж}$ равен 0,7—0,85); ρ_t — плотность топлива (для бензинов ρ_t равно 690—810 кг/м³).

Так как разряжение в диффузоре p_d определяет не только расход воздуха, но и истечение топлива, то при конструировании карбюратора стремятся к тому, чтобы это разряжение было наименьшим и в то же время обеспечивало поступление топлива из жиклера, распыление и достаточное испарение.

При площади минимального проходного сечения диффузора f_d количество воздуха, проходящего по воздушному каналу, определяется уравнением

$$G_0 = \mu_d f_d \sqrt{2 \Delta p_d \rho_a}, \quad (7.4)$$

где μ_d — коэффициент расхода диффузора.

Величина μ_d определяется экспериментально и зависит от формы диффузора, состояния его поверхности, сопротивления на входе воздушного канала, разряжения и т. п. μ_d примерно равно 0,7—0,8.

Современные карбюраторы имеют два или даже три диффузора, расположенные последовательно. При этом распылитель устанавливается в области наибольшего разряжения (рис. 7.3). В последующих диффузорах происходит плавное уменьшение разряжения.

Применение многодиффузорных карбюраторов дает наибольший эффект на больших нагрузках. На малых нагрузках разряжение у распылителя уменьшается, и распыливание топлива ухудшается.

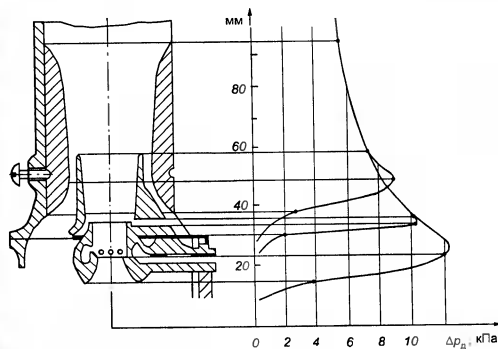


Рис. 7.3. Три последовательно расположенных диффузора и изменение давления в них

7.4. Истечение топлива из жиклера

При площади проходного сечения жиклера $f_{ж}$ расход проходящего через него топлива определяется как

$$G_T = \mu_{ж} f_{ж} \sqrt{2 \Delta p_{дРВ}}, \quad (7.5)$$

где $\mu_{ж}$ — коэффициент расхода жиклера.

Величина $\mu_{ж}$ определяется опытным путем, составляет 0,7—0,8 и зависит от состояния жиклера, соотношения его размеров (рис. 7.4), формы кромок жиклера, давления, температуры вытекающего топлива и пр.

Таким образом, и расход воздуха G_B , и расход топлива G_T при прочих равных условиях определяются коэффициентом расхода диффузора μ_d и коэффициентом расхода жиклера $\mu_{ж}$.

Состав смеси оценивается коэффициентом избытка воздуха, который согласно уравнению (3.20) представляет собой соотношение

$$\alpha = G_B / (G_T I_0).$$

Тогда, принимая во внимание выражения (7.4) и (7.5) и то, что $f_d \sqrt{2 \Delta p_{дРВ}}$ и $f_{ж} \sqrt{2 \Delta p_{дРВ}}$ постоянные, можно записать

$$\alpha = c \mu_d / \mu_{ж},$$

где $c = (f_d / I_0 f_{ж}) (\sqrt{\rho_B / \rho_T})$.

Следовательно, состав смеси зависит от соотношения $\mu_d / \mu_{ж}$.

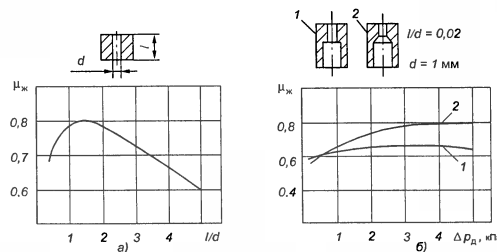


Рис. 7.4. Зависимость коэффициента расхода жиклера от его размеров (а) и форм кромок (б): d — диаметр калиброванного отверстия; l — длина калиброванного отверстия; $\Delta p_{дР}$ — разряжение; 1 — для жиклера с острыми кромками; 2 — для жиклера с затупленными внутренними кромками

7.5. Характеристики элементарного и идеального карбюраторов

7.5.1. Характеристика элементарного карбюратора

Под характеристикой карбюратора понимается зависимость коэффициента избытка воздуха от разрежения в диффузоре или расхода воздуха через карбюратор.

Установлено, что с повышением разрежения в диффузоре коэффициент расхода диффузора μ_d достигает некоторого максимального значения и в дальнейшем или остается почти постоянным, или несколько убывает (рис. 7.5), в то время как коэффициент расхода жиклера $\mu_{ж}$ стабильно повышается во всем диапазоне разрежения.

Характеры изменения μ_d и $\mu_{ж}$ приводят к тому, что отношение при увеличении разрежения в диффузоре непрерывно падает, приближаясь к некоторому постоянному для каждого карбюратора значению. Таким образом, коэффициент избытка воздуха в элементарном карбюраторе с увеличением расхода горючей смеси непрерывно уменьшается.

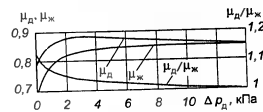


Рис. 7.5. Зависимости изменений коэффициентов расхода диффузора μ_d и жиклера $\mu_{ж}$ и отношения $\mu_d / \mu_{ж}$ от разрежения в диффузоре элементарного карбюратора

7.5.2. Характеристика идеального карбюратора

Эксплуатационные режимы работы карбюраторных двигателей отличаются большим разнообразием, и для каждого из режимов должен быть приготовлен свой оптимальный состав смеси, который будет обеспечивать наиболее выгодные показатели работы двигателя.

Двигатель развивает максимальную мощность при $\alpha < 1$. При этом, чем меньше нагрузка, тем больше сдвигается в сторону обогащения состав смеси, обеспечивающий максимальную мощность двигателя.

Наиболее экономично двигатель работает при $\alpha \approx 1,1$, если дроссельная заслонка открыта полностью или частично. При незначительном открытии заслонки экономичная работа двигателя достигается при $\alpha < 1$. Однако всегда значения α на экономичных режимах больше, чем на мощностных режимах.

Кроме того, чтобы поддержать устойчивую работу двигателя с минимальной частотой вращения коленчатого вала на холостом

ходу, необходимо приготовить смесь с коэффициентом избытка воздуха 0,7—0,8, а для пуска холодного двигателя — 0,4—0,6.

В табл. 7.1 приведены смеси для различных режимов работы двигателя.

Таблица 7.1. Смеси для различных режимов работы двигателя

Режим работы	α	Вид смеси
Максимальная мощность	0,85—0,9	Обогащенная
Средние (частичные) нагрузки	1,12—1,15	Обедненная
Разгон	0,8—0,9	Обогащенная
Холодный ход при минимальной частоте вращения коленчатого вала	0,7—0,8	Значительно обогащенная
Пуск	0,4—0,6	Сильно обогащенная

Характеристика идеального карбюратора совершенно не совпадает с характеристикой элементарного карбюратора (рис. 7.6).

Если на основном режиме работы (среднее положение дроссельной заслонки) смесь должна быть обедненной, то элементарный карбюратор ее обогащает, при пуске двигателя вместо обогащения смесь обедняется и т. д.

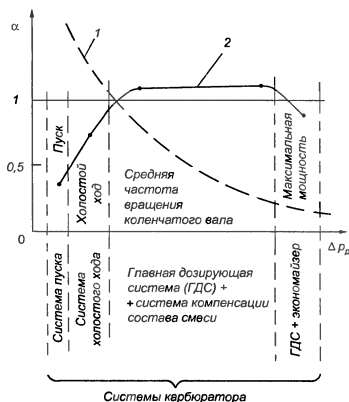


Рис. 7.6. Характеристики карбюраторов: 1 — элементарного; 2 — идеального

Для того чтобы скорректировать характеристику элементарного карбюратора и приспособить его к работе на всех режимах в конструкции карбюратора вводится ряд специальных устройств, которые обеспечивают приготовление оптимального состава смеси для каждого из режимов работы двигателя. Такими устройствами являются:

- корректирующие устройства главных дозирующих систем;
- приспособления для облегчения пуска;
- системы холодного хода;
- экономайзеры (обогащители);
- ускорительные насосы (ускорители обогащения).

7.6. Главная дозирующая система

Главная дозирующая система (ГДС) предназначена для подачи основного количества топлива на всех режимах работы двигателя под нагрузкой. Она обеспечивает корректирование характеристики элементарного карбюратора, т. е. обедняет смесь при работе двигателя на неполных нагрузках. Достигается это одним из следующих способов.

1) изменением соотношения проходных сечений жиклера и диффузора $f_n, f_{ж}$;

2) пневматическим торможением топлива.

Для реализации первого способа применяют два-три диффузора. При малых скоростях воздуха работает малый диффузор, а потом вступает в работу большой.

Использование многодиффузорных карбюраторов дает хороший эффект только при больших нагрузках. На малых нагрузках, как правило, разрежение у распылителя снижается, и распыление топлива ухудшается. В этих случаях в многокамерных карбюраторах используется последовательное открытие дроссельных заслонок. При малых нагрузках открывается только одна дроссельная заслонка (в двухкамерном карбюраторе), и работает только одна смешительная камера. При переходе к большим нагрузкам в работу включается вторая камера.

При втором способе используют компенсационные колодцы (рис. 7.7, а). Колодец с воздушным жиклером 3 размещают между главным жиклером 2 и распылителем 7. С помощью воздушного жиклера перепад давлений на главном жиклере уменьшается. В результате снижается скорость движения топлива через главный жиклер, а следовательно, и расход топлива. При этом коэффициент избытка воздуха увеличивается, и смесь обедняется. Таким образом,

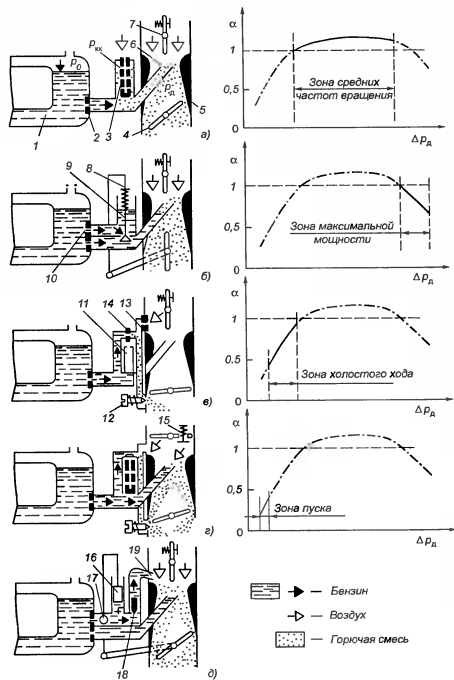


Рис. 7.7. Способы формирования различных характеристик карбюратора: *a* — компенсация состава смеси; *б* — действие экономайзера; *в* — использование системы холостого хода; *г* — использование устройства для облегчения пуска двигателя; *д* — действие ускорительного насоса; 1 — поплавковая камера; 2 — главный жиклер; 3 — воздушный жиклер; 4 — дроссельная заслонка; 5 — диффузор; 6 — воздушная заслонка; 7 — распылитель; 8 — шток; 9 — клапан экономайзера; 10 — жиклер экономайзера; 11 — компенсационный колодец; 12 — регулировочный винт; 13, 14 — воздушный и топливный жиклеры системы холостого хода соответственно; 15 — воздушный клапан; 16 — поршень ускорительного насоса; 17 — обратный клапан; 18 — клапан; 19 — форсунка

для экономичной работы двигателя пропускная способность воздушного жиклера имеет такое же значение, как и пропускная способность топливного жиклера. При этом образуется топливовоздушная эмульсия, которая и поступает через распылитель в смесительную камеру. Такие карбюраторы называются эмульсионными. Истечение эмульсии из распылителя начнется только при определенном значении ΔP_R . При давлении меньше этого значения через распылитель будет поступать лишь топливо.

Диффузор, главный топливный жиклер, распылитель и система компенсации составляют ГДС.

7.7. Вспомогательные устройства

Экономайзеры и эконостаты применяются в режиме максимальной мощности двигателя для получения обогащенной смеси. Обогащение достигается увеличением расхода топлива посредством специального канала, который начинает открываться при почти полном открытии дроссельной заслонки. То есть при определенной величине открытия дросселя у экономайзеров механически (рис. 7.7, *б*), а у эконостатов пневматически (при значительном перепаде давлений) в работу вступает дополнительный жиклер 10, через который проходит добавочное количество топлива. Смесь обогащается до получения коэффициента избытка воздуха 0,85—0,9.

Эконостаты применяют в карбюраторах, питающих относительно небольшое число цилиндров, когда из-за пульсации потока затруднительно организовать компенсацию горючей смеси обычным способом — понизить разрежение у топливного жиклера. Существующие эконостаты подают топливо непосредственно в горловину диффузора через распылитель 3 (рис. 7.8) или в зону входного патрубка 1 главного воздушного канала карбюратора.

В обоих случаях эконостаты устраняют переобеднение смеси, возникающее иногда при высоких частотах вращения коленчатого вала на средних и больших нагрузках, особенно в многокамерных карбюраторах.

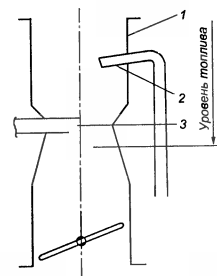


Рис. 7.8. Схема простейшего эконостата: 1 — входной патрубок воздушного канала; 2, 3 — распылители

Ускорительные насосы. При резком открытии дросселя, например при обгоне автомобиля, смесь обедняется, и двигатель не может развить максимальную мощность.

Обеднение объясняется тем, что скорость воздуха в карбюраторе растет более интенсивно, чем скорость истечения топлива.

Предотвращение обеднения горючей смеси при резком открытии дроссельной заслонки достигается с помощью ускорительного насоса, подающего дополнительное топливо. Насос подает только одну порцию топлива, а затем вступает в действие экономайзер. Поршень 16 (см. рис. 7.7, д) одновременно с открытием дросселя движется вниз, увеличивая давление топлива под собой. В результате шарик клапана 17 прижимается к седлу, закрывая канал поплавковой камеры, и поднимается игла клапана 18. Через форсунку 19 поданная порция топлива впрыскивается в горловину диффузора. В последнее время поршневые ускорительные насосы вытесняются диафрагменными.

Система холостого хода. На холостом ходу эффективная мощность с коленчатого вала не снимается, а вся индикаторная мощность расходуется на преодоление механических потерь. Поэтому для поддержания минимальной частоты вращения коленчатого вала желательно использовать минимальное количество горючей смеси. Но, чтобы двигатель работал устойчиво, смесь должна быть сильно обогащенной. Для получения такой смеси применяют систему холостого хода (рис. 7.7, е), представляющую собой «отдельный карбюратор» с топливным 14 и воздушным 13 жиклерами. Так как на этом режиме дроссель прикрыт, под ним нарастает разрежение, под действием которого смесь выходит через отверстие под дросселем. Количество смеси регулируется винтом 12.

Экономайзер принудительного холостого хода. Принудительный холостой ход — это режим работы двигателя при движении автомобиля накатом с отпущенной педалью управления дроссельной заслонкой, но не включенной передачей в коробке передач. В данном режиме коленчатый вал двигателя, приводимый от колес автомобиля, имеет повышенную частоту вращения. В результате под прикрытой заслонкой образуется повышенное разрежение, что за единицу времени приводит к увеличенному расходу богатой горючей смеси. Если уже при обогащенных составах смеси топливо сгорает не полностью, то при сильно обогащенных составах недогорание топлива возрастает еще больше. При этом в окружающую среду выбрасывается увеличенное количество окиси углерода. Чтобы это устранить, а также для экономии топлива необходимо на этот период отключить его подачу. Эту задачу выполняет экономайзер прину-

дительного холостого хода. Он представляет собой электромагнитный клапан, который при частоте вращения коленчатого вала более 1500—1700 мин⁻¹ и закрытой дроссельной заслонке перекрывает топливный канал системы холостого хода.

Для работы экономайзера принудительного холостого хода необходимы два датчика: датчик частоты вращения коленчатого вала и датчик положения дроссельной заслонки. Сигналы с этих датчиков обрабатываются в специальном блоке управления электромагнитным клапаном. Такая система носит название системы автоматического управления экономайзером принудительного холостого хода (САУЭПХХ) и позволяет в условиях городского режима движения автомобиля экономить до 5 % топлива на каждые 100 км пробега и снизить выброс в окружающую среду токсичных веществ примерно на 25 %.

Устройства для облегчения пуска двигателя. При пуске двигателя из-за низкой частоты вращения коленчатого вала скорость движения воздуха, а если двигатель холодный, то и подогрев заряда отсутствует. Состав смеси, соответствующий пределу воспламенения может быть получен только за счет испарения легкокипящих фракций топлива, что возможно при введении во впускной тракт большого количества топлива, т. е. путем приготовления сильно обогащенного состава смеси, для чего закрывают воздушную заслонку (рис. 7.7, з), а дроссельную заслонку оставляют немного приоткрытой.

В воздушной заслонке установлен клапан 15, который пропускает небольшое количество воздуха. Так как воздушная заслонка закрыта, возросшее разрежение действует на все топливные жиклеры, и топливо в диффузоры интенсивно поступает как через ГДС, так и через систему холостого хода, что в совокупности с ограничением количества воздуха обеспечивает получение сильно обогащенной смеси. В последнее время клапан на воздушной заслонке не устанавливается. Вместо этого периодически открывается и закрывается сама воздушная заслонка в соответствии с тактами всасывания. Управление воздушной заслонкой осуществляется специальной диафрагменной камерой, которая реагирует на разрежение в смесительной камере.

Ограничители частоты вращения коленчатого вала. Для ограничения максимальной скорости движения грузовых автомобилей в состав системы питания вводят ограничители максимальной частоты вращения коленчатого вала. Наибольшее распространение получил пневмоцентробежный ограничитель (рис. 7.9), который состоит из центробежного датчика 6 и исполнительного механизма 2.

В неподвижном корпусе датчика размещен вращающийся корпус 9, в котором установлен клапан 7. Пружина 8 клапана отрегули-

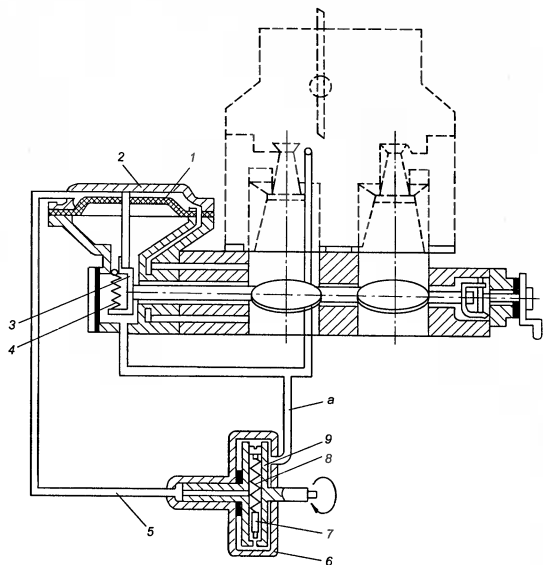


Рис. 7.9. Схема пневмоцентробежного ограничителя частоты вращения коленчатого вала: 1 — мембрана; 2 — исполнительный мембранный механизм; 3 — двуплечный рычаг; 4 — пружина; 5 — соединительная трубка; 6 — датчик; 7 — клапан; 8 — пружина клапана; 9 — вращающийся корпус; а — дренажный канал

рована таким образом, что при частотах вращения коленчатого вала ниже максимального значения клапан удерживается в открытом положении, при достижении максимальной частоты вращения под действием центробежной силы клапан закрывается.

Полость над мембраной 1 исполнительного механизма 2 сообщается с внутренней полостью вращающегося корпуса датчика и каналами со смесительной камерой и задрессельным пространством карбюратора. Полость под мембраной вместе с полостью неподвижного корпуса датчика через канал а сообщается с впускным патрубком двигателя или с окружающей средой.

При частоте вращения коленчатого вала меньше максимальной, когда клапан 7 датчика открыт, обе полости исполнительного механизма сообщаются между собой, и под действием пружины 4 мембрана прогибается вниз.

При превышении значения максимальной частоты вращения клапан опускается в седло, сообщение полости над мембраной с окружающей средой прекращается. вследствие возникающего разрежения диафрагма прогибается вверх, растягивая пружину 4, и через двуплечный рычаг 3 дроссельные заслонки закрываются. Соединение полости над мембраной как с полостью над дроссельной заслонкой, так и с полостью под ней обеспечивает необходимое разрежение над мембраной при любом положении дроссельной заслонки независимо от нагрузки.

Контрольные вопросы

1. Чем отличается горячая смесь от рабочей?
2. Назовите требования, предъявляемые к карбюратору.
3. Объясните принцип действия элементарного карбюратора.
4. Для чего в карбюраторах применяют диффузоры?
5. Назовите величины коэффициента избытка воздуха, соответствующие режимам работы двигателя: максимальной мощности, средних нагрузок, разгона, холостого хода, пуска.
6. Назначение главной дозирующей системы.
7. Какие элементы карбюратора составляют главную дозирующую систему?
8. Назначения экономайзера, эконостата и ускорительного насоса.
9. Для чего используют многодиффузорные карбюраторы?
10. Какие карбюраторы называются эмульсионными?
11. Принцип действия устройства для облегчения пуска двигателя.

Глава 8

СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДИЗЕЛЕ

В дизелях смесеобразование происходит внутри цилиндров. Система смесеобразования обеспечивает:

- распыливание топлива;
- развитие топливного факела;
- прогрев, испарение и перегрев топливных паров,
- смешивание паров с воздухом.

Смесеобразование начинается в момент начала впрыска топлива и заканчивается одновременно с окончанием сгорания. В этом случае время на смесеобразование отводится в 5—10 раз меньше, чем в карбюраторном двигателе. И по всему объему образуется неоднородная смесь (есть участки очень обедненного состава, а есть участки сильно обогащенного состава). Поэтому горение протекает при больших суммарных значениях коэффициента избытка воздуха (1,4—2,2).

Развитие смесеобразования и получение оптимальных результатов в дизеле зависит от следующих факторов:

- способа смесеобразования;
- формы камеры сгорания;
- размеров камеры сгорания;
- температуры поверхностей камеры сгорания;
- взаимных направлений движения топливных струй и воздушного заряда.

При этом степень их влияния зависит от типа камеры сгорания.

8.1. Классификация камер сгорания

Наряду с обеспечением оптимального смесеобразования камеры сгорания должны способствовать получению высоких экономических показателей и хороших пусковых качеств двигателей.

В зависимости от конструкции и используемого способа смесеобразования камеры сгорания дизелей делятся на две группы: *неразделенные* и *разделенные*.

Неразделенные камеры сгорания представляют собой единый объем и имеют обычно простую форму, которая, как правило, согласуется с направлением, размерами и числом топливных факелов при впрыске. Эти камеры компактные, имеют относительно малую поверхность охлаждения, благодаря чему снижаются потери теплоты. Двигатели с такими камерами сгорания имеют приличные экономические показатели и хорошие пусковые качества.

Неразделенные камеры сгорания отличаются большим разнообразием форм. Чаще всего они выполняются в днище поршней, иногда частично в днище поршня и частично в головке блока цилиндра, реже — в головке.

На рис. 8.1 показаны некоторые конструкции камер сгорания неразделенного типа.

В камерах сгорания, приведенных на рис. 8.1, *а—д* качество смесеобразования достигается исключительно путем распыления

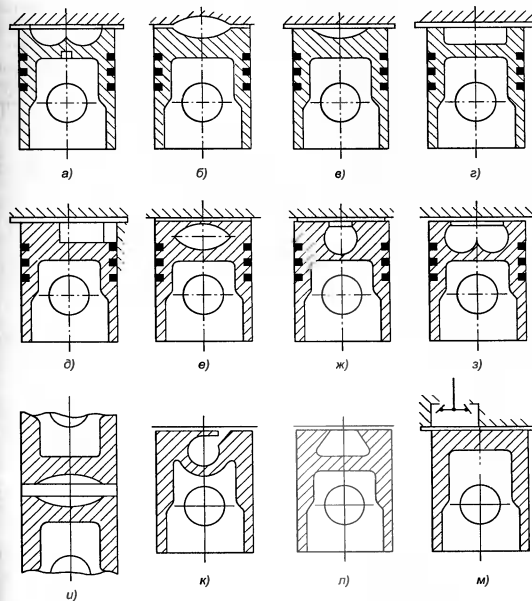


Рис. 8.1. Камеры сгорания дизелей неразделенного типа: *а* — тороидальная в поршне; *б* — полусферическая в поршне и головке цилиндра; *в* — полусферическая в поршне; *г* — цилиндрическая в поршне; *д* — цилиндрическая в поршне с боковым размещением; *е* — овальная в поршне; *ж* — шаровая в поршне; *з* — тороидальная в поршне с горловиной; *и* — цилиндрическая, образованная днищами поршней и стенками цилиндра; *к* — вихревая в поршне; *л* — трапециевидная в поршне; *м* — цилиндрическая в головке под выпускным клапаном

топлива и согласования формы камер с формой факелов впрыска топлива. В этих камерах чаще всего применяются форсунки с многодырчатыми распылителями и используются высокие давления впрыска. Такие камеры имеют минимальные поверхности охлаждения. Для них характерна низкая степень сжатия.

Камеры сгорания, показанные на рис. 8.1, *е—з*, имеют более развитую теплопередающую поверхность, что несколько ухудшает пусковые свойства двигателя. Однако путем вытеснения воздуха из надпоршневого пространства в объем камеры в процессе сжатия удается создать интенсивные вихревые потоки заряда, которые способствуют хорошему перемешиванию топлива с воздухом. При этом обеспечивается высокое качество смесяобразования.

Камеры сгорания, показанные на рис. 8.1, *к—м*, находят применение в многопливных двигателях. Для них характерно наличие строго направленных потоков заряда, обеспечивающих испарение топлива и его введение в зону сгорания в определенной последовательности. Для улучшения рабочего процесса в цилиндрической камере сгорания в головке под выпускным клапаном (рис. 8.1, *м*) используется высокая температура выпускного клапана, который является одной из стенок камеры.

Разделенные камеры сгорания (рис. 8.2) состоят из двух отдельных объемов, соединяющихся между собой одним или несколькими каналами. Поверхность охлаждения таких камер значительно больше, чем у камер неразделенного типа. Поэтому в связи с большими тепловыми потерями двигателя с разделенными камерами сгорания имеют обычно худшие экономические и пусковые качества и, как правило, более высокие степени сжатия.

Однако при разделенных камерах сгорания за счет использования кинетической энергии газов, претекающих из одной полости в другую, удается обеспечить качественное приготовление топливно-воздушной смеси, благодаря чему достигается достаточно полное сгорание топлива и устраняется дымление на выпуске.

Кроме того, дросселирующее действие соединительных каналов разделенных камер позволяет значительно уменьшить «жесткость»

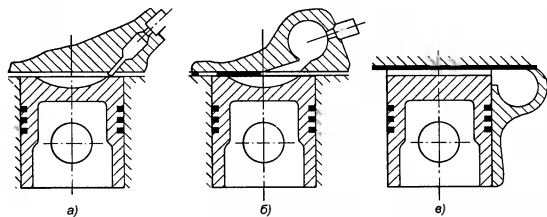


Рис. 8.2. Камеры сгорания дизелей разделенного типа: *а* — предкамера; *б* — вихревая камера в головке; *в* — вихревая камера в блоке

работы двигателя и снизить максимальные нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма. Некоторое снижение «жесткости» работы двигателей с разделенными камерами сгорания может также обеспечиваться путем повышения температуры отдельных частей камер сгорания.

8.2. Способы смесеобразования

В зависимости от характера испарения, перемешивания с воздушным зарядом и способа введения в зону горения основной массы впрыскиваемого топлива в дизелях различают *объемный, пленочный и объемно-пленочный* способы смесеобразования.

8.2.1. Объемный способ смесеобразования

При объемном способе смесеобразования топливо вводится в мелко распыленном капельно-жидком состоянии непосредственно в воздушный заряд камеры сгорания, где затем оно испаряется и перемешивается с воздухом, образуя топливно-воздушную смесь.

При объемном смесеобразовании используют, как правило, **неразделенные камеры сгорания** (так называемый **непосредственный впрыск**). Качество смесеобразования в этом случае достигается в основном путем согласования формы камеры сгорания с формой и числом топливных факелов. При этом важное значение имеет распыление топлива при впрыске. Коэффициент избытка воздуха для таких двигателей ограничивается значениями 1,5—1,6 и выше.

Рабочий цикл при таком смесеобразовании характеризуется высоким максимальным давлением сгорания p_c и большими скоростями нарастания давления $w_p = dp/d\varphi$ («жесткостью» работы).

Двигатели с непосредственным впрыском обладают следующими достоинствами:

- высокой экономичностью (ξ_e от 220 до 255 г/(кВт·ч));
- хорошими пусковыми качествами;
- сравнительно низкой степенью сжатия (ϵ от 13 до 16);
- относительной простотой конструкции камеры сгорания и возможностью форсирования наддува.

Основными недостатками этих двигателей являются:

- повышенные значения коэффициента избытка воздуха (1,6—2) на номинальных режимах и как следствие умеренная величина среднего эффективного давления;
- высокая «жесткость» работы (w_p до 1 МПа/°);

- сложная топливная аппаратура и тяжелые условия ее работы в связи с высокими давлениями.

При предкамерном объемном способе смесеобразования камеры сгорания делятся на две части: предкамеру и основную камеру.

Предкамера обычно размещается в головке цилиндра (рис. 8.2, а), их форма представляет собой тело вращения. Объем предкамеры 20–40 % объема камеры сгорания. С основной камерой предкамера соединяется каналом небольшого сечения.

Смесеобразование осуществляется за счет кинетической энергии газов, протекающих с большими скоростями из основной камеры в предкамеру в процессе сжатия и из предкамеры в основную в процессе сгорания. Поэтому в данном случае не предъявляются высокие требования к качеству распыления и равномерности распространения топлива при впрыске. Это позволяет использовать давление впрыска в 8–15 МПа и форсунки с однодырчатым распылителем.

К достоинствам предкамерного объемного смесеобразования можно отнести:

- невысокое максимальное давление сгорания в полости цилиндра ($p_c = 4,5\text{--}6,0$ МПа) и небольшая «жесткость» работы ($w_p = 0,25\text{--}0,3$ МПа°);
- низкая чувствительность к изменению скоростных режимов и возможность форсирования по частоте вращения коленчатого вала;
- низкие требования к качеству распыления топлива, возможность использования невысокие давления впрыска и форсунки с распылителями с одним отверстием при больших значениях проходных сечениях каналов;
- сгорание топлива происходит при относительно небольшом коэффициенте избытка воздуха ($\alpha_{\min} = 1,2$).

Недостатками предкамерного объемного смесеобразования являются:

- низкие экономические показатели из-за увеличения отвода теплоты при теплопередающей поверхности значительной величины и дополнительных газодинамических потерях при протекании газа из одной камеры в другую;
- затруднения пуска холодного двигателя из-за больших потерь теплоты при большой поверхности камеры сгорания. Для улучшения пусковых качеств в предкамерных дизелях применяют более высокие степени сжатия ($\epsilon = 20\text{--}21$), а в предкамерах иногда устанавливают калильные свечи;
- сложные конструкции камеры сгорания и головки двигателя.

Вихрекамерное объемное смесеобразование отличается тем, что камера сгорания состоит из основной и вихревой камер.

Вихревые камеры чаще всего выполняются в головке блока цилиндров (рис. 8.2, б) и реже в блоке цилиндров (рис. 8.2, в). По форме они представляют собой шар или цилиндр. С основными камерами вихревые камеры сгорания соединяются одним или несколькими тангенциальными каналами круглой или овальной формы при относительно больших проходных сечениях. Объем вихревых камер — 50–80 % общего объема камеры сгорания.

Особенностью вихрекамерных двигателей является сравнительно незначительный перепад давлений между вихревой и основной камерами сгорания и соответственно небольшие скорости перетекания газов из одной части камеры в другую. Поэтому качество смесеобразования обеспечивается в основном путем интенсивного вихревого движения заряда, которое организуется в периодах сжатия и сгорания.

Интенсивным вихревым движением заряда обеспечивается хорошее использование кислорода воздуха и бездымная работа двигателя при малых значениях коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 1,15$). При этом снижаются требования к качеству распыления топлива, появляется возможность использования давления впрыска относительно низких значений ($p_{\text{впр}} = 12\text{--}15$ МПа) в форсунках с одним сопловым отверстием большого диаметра (1–2 мм).

Преимущества вихрекамерного объемного смесеобразования:

- возможность работы при малых значениях коэффициента избытка воздуха, что обеспечивает лучшее по сравнению с другими двигателями использование рабочего объема и получение более высоких значений среднего эффективного давления;
- более низкое, чем у двигателей с непосредственным впрыском максимальное давление сгорания и уменьшение «жесткости» работы;
- возможность форсирования двигателя по частоте вращения коленчатого вала;
- невысокие требования к сорту топлива;
- низкое давление впрыска и возможность использования более простой топливной аппаратуры;
- стабильность работы двигателей при переменных режимах.

Недостатки вихрекамерного объемного смесеобразования те же, что и у предкамерного смесеобразования.

8.2.2. Пленочный и объемно-пленочный способы смесеобразования

Способ смесеобразования, при котором топливо попадает не в центр воздушного заряда, а на стенку камеры сгорания и растекается по ее поверхности в виде тонкой пленки толщиной 12—14 мкм, называется пленочным. Затем пленка интенсивно испаряется и, перемешиваясь с воздухом, вводится в зону горения.

При объемно-пленочном смесеобразовании топливно-воздушная смесь готовится одновременно и объемным и пленочным способами. Этот способ приготовления смеси имеет место практически во всех дизелях и может рассматриваться как общий случай смесеобразования.

Пленочное смесеобразование устраняет два из основных недостатков дизелей: «жесткость» работы и дымность при выпуске отработавших газов.

При пленочном смесеобразовании используется камера сгорания сферической формы (рис. 8.3), в которой осуществляется интенсивное движение заряда: вращательное вокруг оси цилиндра и радиальное в поперечном направлении.

Впрыск топлива осуществляется односопловой форсункой с давлением начала подъема иглы 20 МПа. Впрыскиваемое топливо встречается с поверхностью стенки под острым углом и, почти не отражаясь от нее, растекается и «растягивается» попутными воздушными потоками в тонкую пленку. Имея большую поверхность контакта с нагретыми стенками камеры сгорания, пленка быстро прогревается и начинает интенсивно испаряться, и тем самым последовательно вводится в центр камеры сгорания, где к этому времени образуется очаг горения.

К достоинствам пленочного смесеобразования можно отнести следующие:

- «мягкая» работа ($w_p = 0,25—0,4$ МПа/° при максимальном давлении цикла $p_z = 7,5$ МПа);
- высокие экономические показатели на уровне двигателей с объемным смесеобразованием и непосредственным впрыском;
- сравнительно простая конструкция топливной аппаратуры.

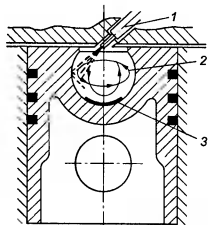


Рис. 8.3. Камера сгорания двигателя с пленочным смесеобразованием: 1 — форсунка; 2 — камера сгорания; 3 — топливная пленка

Основным недостатком пленочного смесеобразования являются низкие пусковые качества двигателя в холодном состоянии в связи с малым количеством топлива, участвующим в первоначальном сгорании.

Примером объемно-пленочного смесеобразования может служить камера сгорания, показанная на рис. 8.4.

Топливо из отверстий форсунки под острым углом направляется к стенкам камеры сгорания. Однако поток воздуха, перетекающий из надпоршневого пространства в камеру сгорания, направлен навстречу движению топлива, препятствует образованию пленки и способствуя лишь быстрому испарению топлива.

«Жесткость» работы двигателя при этом способе смесеобразования достигает $0,45—0,5$ МПа/°, а удельный расход топлива — $106—170$ г/(кВт · ч).

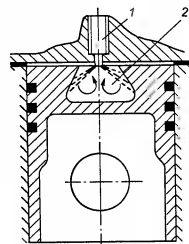


Рис. 8.4. Камера сгорания двигателя с объемно-пленочным смесеобразованием: 1 — форсунка; 2 — камера сгорания

8.2.3. Сравнительная оценка различных способов смесеобразования

Каждому из способов смесеобразования присущи свои достоинства и недостатки.

Так, двигатели с непосредственным впрыском обладают хорошими пусковыми качествами, наиболее высокими экономическими показателями и допускают значительное форсирование наддувом.

В то же время для этих дизелей характерны высокие «жесткость» работы, уровень шума, нагрузки на детали и значения коэффициента избытка воздуха, повышенные требования к сорту топлива и ограниченные возможности форсирования по частоте вращения коленчатого вала без специальных изменений в конструкции.

Двигатели с пленочным и объемно-пленочным смесеобразованием при достаточно высоких эффективных показателях, «мягкой» работе и нетребовательности к топливу имеют плохие пусковые качества.

«Мягкая» работа, сравнительно низкие нагрузки на детали, меньшие значения коэффициента избытка воздуха и широкие возможности форсирования по частоте вращения коленчатого вала присущи двигателям с разделенными камерами сгорания, однако имеют-

ся значительные ухудшения экономических показателей и плохие пусковые качества.

В табл. 8.1 приведены некоторые параметры дизелей с различными способами смесеобразования.

Таблица 8.1. Значения параметров дизелей с различными способами смесеобразования

Способ смесеобразования	Камера сгорания	Среднее эффективное давление, МПа	Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)	Предельная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Максимальное давление сгорания, МПа	«Жесткость» работы, МПа/°
Непосредственный впрыск	Неразделенная	0,7–0,8	220–255	3000	7–10	0,4–1,5
Объемно-плёночный	То же	0,7–0,8	220–255	3000	6–8	0,4–0,5
Пленочный	То же	0,7–0,8	220–240	3000	6–7	0,25–0,4
Предкамерный	Разделенная	0,65–0,75	260–300	4000	5–6	0,2–0,35
Вихрекамерный	То же	0,7–0,85	245–300	4000	6–7	0,25–0,4

8.3. Распыление топлива

На свойство смесеобразования, особенно при объемном смесеобразовании, большое влияние оказывает качество распыления топлива при впрыске.

Критериями оценки качества распыления являются дисперсность распыления и однородность.

Распыление считается тонким, если средний диаметр капель 5–40 мкм.

Тонкость и однородность распыления определяются давлением впрыска, противодействием среды, частотой вращения вала насоса и конструктивными особенностями распылителя.

Кроме качества распыления большое влияние на процесс смесеобразования в дизелях оказывает глубина проникновения факела распыленного топлива в воздушный заряд (так называемая «дальнобойность» факела). При объемном смесеобразовании она должна быть такой, чтобы топливо «пробивало» весь воздушный заряд, не осаждая при этом на стенках камеры сгорания.

Форма факела (рис. 8.5) характеризуется его длиной l_ϕ , углом конусности β_ϕ и шириной b_ϕ .

Формирование факела происходит постепенно в процессе развития процесса впрыска. Длина l_ϕ факела увеличивается по мере продвижения новых частиц топлива к его вершине. Скорость продвижения вершины факела при увеличении сопротивления среды и уменьшении кинетической энергии частиц уменьшается, а ширина b_ϕ факела увеличивается. Угол β_ϕ конусности при цилиндрической форме соплового отверстия распылителя составляет 12–20°.

Предельная длина факела должна соответствовать линейным размерам камеры сгорания и обеспечивать полный охват пространства камеры сгорания факелами. При малой длине факела горение может протекать вблизи форсунки, т. е. в условиях недостатка воздуха, который не успевает своевременно поступать из периферийных зон камеры в зоны горения. При чрезмерной длине факела топливо оседает на стенках камеры сгорания. Осевшее на стенках камеры топливо в условиях безвихревого процесса сгорает не полностью, причем на самих стенках образуется нагар и сажа.

Топливо, введенное в цилиндр в виде факелов, распределяется в воздушном заряде неравномерно, так как число факелов, определяемое конструкцией распылителя, ограничено.

Другой причиной неравномерного распределения топлива в камере сгорания является неравномерная структура самих факелов.

Обычно в факеле различают три зоны (рис. 8.6): сердцевину, среднюю часть и оболочку. Сердцевина состоит из крупных частиц топлива, которые в процессе формирования факела имеют наибольшую скорость движения. Кинетическая энергия частиц передней части факела передается воздуху, в результате чего воздух перемещается в направлении оси факела.

Средняя часть факела содержит большое количество мелких частиц, образовавшихся при дроблении передних частиц сердцевины силами аэродинамического сопротивления. Распыленные и утратившие кинетическую энергию частицы отсесняются и продолжают движение лишь под

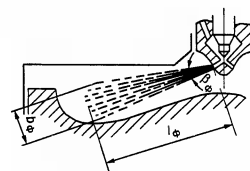


Рис. 8.5. Форма топливного факела и его положение в камере сгорания

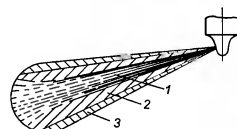


Рис. 8.6. Топливный факел: 1 — сердцевина; 2 — средняя часть; 3 — оболочка

действием потока воздуха, увлекаемого по оси факела. В оболочке находятся наиболее мелкие частицы, имеющие минимальную скорость движения.

На распыление топлива оказывают влияние следующие факторы:

- конструкция распылителя;
- давление впрыска;
- состояние среды, в которую впрыскивается топливо;
- свойства топлива.

Немوتря на то, что конструкция распылителей отличается большим разнообразием, наибольшее распространение получили распылители с цилиндрическими сопловыми отверстиями (рис. 8.7, *а*) и штифтовые распылители (рис. 8.7, *б*). Реже используются распылители со встречными струями (рис. 8.7, *в*) и с винтовыми завихрителями (рис. 8.7, *г*).

Распылители с цилиндрическими сопловыми отверстиями могут быть многодырчатыми и однодырчатыми, открытыми и закрытыми (с запорной иглой). Штифтовые распылители выполняются только однодырчатыми закрытого типа; распылители со встречными струями и с винтовыми завихрителями могут быть только открытыми.

Цилиндрические сопловые отверстия обеспечивают получение сравнительно компактных факелов с малыми конусами расширения и большой пробивной способностью.

С увеличением диаметра отверстия сопла глубина проникновения факела возрастает. Распылитель открытого типа обеспечивает меньшее качество распыления, чем закрытый. Наиболее низкое качество распыления отмечается при использовании сопел открытого типа в начале и конце впрыска топлива, когда истечение топлива из цилиндра происходит при малых перепадах давления.

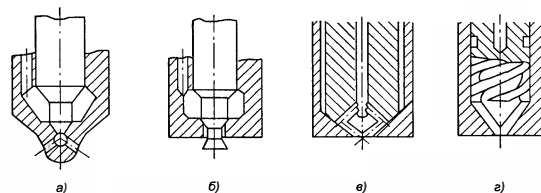


Рис. 8.7. Распылители форсунок: *а* — с цилиндрическим сопловым отверстием; *б* — штифтовой; *в* — со встречными струями; *г* — с винтовыми завихрителями

Штифтовые распылители имеют иглу с цилиндрической или конической штифтом на конце. Между штифтом и внутренней поверхностью соплового отверстия имеется кольцевая щель, отчего факел распыляемого топлива обретает форму полого конуса. Такие факелы хорошо распределяются в среде воздушного заряда, но имеют малую пробивную способность. Подобные распылители используются в разделенных камерах сгорания с небольшими размерами.

Чем выше давление впрыска, тем больше пробивная способность и длина топливного факела, тем тоньше и равномернее распыление топлива.

Среда, в которую впрыскивается топливо, влияет на качество распыления посредством давления, температуры и завихрения. С повышением давления среды увеличивается сопротивление продвижению факела, что приводит к уменьшению его длины. При этом качество распыления изменяется незначительно.

Возрастание температуры воздуха приводит к снижению длины факела вследствие более интенсивного испарения частиц топлива.

Чем интенсивнее движение среды в цилиндре, тем равномернее распределяется топливо в объеме камеры сгорания.

Повышение температуры топлива приводит к уменьшению длины факела и более тонкому распылению, так как при нагреве топлива уменьшается его вязкость. Топлива, имеющие большую вязкость, распыляются хуже.

8.4. Образование горючей смеси и воспламенение топлива

Распыленное топливо, попадая в слои горячего воздуха, нагревается и испаряется. При этом в первую очередь испаряются частицы топлива диаметром 10—20 мкм, а более крупные частицы испаряются уже в ходе процесса сгорания, постепенно вовлекаясь в него. Пары топлива, перемешиваясь с воздухом, образуют горючую смесь неоднородную по составу. Чем ближе к поверхности еще не испарившихся частиц топлива, тем смесь богаче и наоборот. При этом значения коэффициента избытка воздуха по всему объему камеры сгорания меняются в очень широких пределах. Продвижение частиц топлива в слоях воздуха способствует некоторому выравниванию состава смеси по объему камеры сгорания, так как при этом происходит рассеивание паров по траектории движения топлива.

Так как в оболочке факела размеры частиц топлива минимальны, а температура по сравнению со всей структурой факела здесь наибольшая, то и процесс смесеобразования в оболочке происходит

наиболее интенсивно. В результате вся оболочка факела испаряется еще до начала горения. Тем не менее, какое-то количество воздуха успевает попасть и в среднюю часть факела, а также в сердцевину. Однако в силу значительной концентрации топлива в этой зоне процесс испарения замедлен.

После воспламенения процесс смесеобразования ускоряется, так как резко возрастает температура и скорость перемешивания топлива с воздухом. Большое влияние на работу двигателя оказывает смесеобразование, прошедшее до начала сгорания.

До начала сгорания испарившееся топливо проходит стадию химической подготовки. При этом в отдельных зонах смеси возникают критические концентрации промежуточных продуктов окисления, что приводит к тепловому взрыву и появлению в нескольких местах первичных очагов пламени. Зоны с коэффициентом избытка воздуха 0,8—0,9 наиболее благоприятны для появления таких очагов. Эти зоны наиболее вероятны на периферии факела, так как химические и физические процессы подготовки топлива к сгоранию здесь заканчиваются раньше.

Таким образом, воспламенение в дизеле возможно при любом суммарном коэффициенте избытка воздуха. Следовательно, в дизеле коэффициент избытка воздуха не характеризует условия воспламенения смеси, как это имеет место в карбюраторном двигателе (предель воспламенения).

Контрольные вопросы

1. При каких значениях происходит сгорание смеси в дизелях?
2. Чем определяется совершенство процесса сгорания в дизелях?
3. Чем отличаются разделенные камеры сгорания от неразделенных?
4. Назовите известные вам формы неразделенных камер сгорания.
5. Преимущества и недостатки разделенных камер сгорания.
6. Какие способы смесеобразования Вы знаете?
7. Преимущества и недостатки непосредственного впрыска.
8. Расскажите о пленочном и объемно-пленочном способах смесеобразования.
9. Достоинства и недостатки пленочного смесеобразования.
10. Какими критериями оценивается качество распыления смеси?
11. Какие факторы оказывают влияние на распыление топлива?
12. Какие типы распылителей топлива получили наибольшее распространение?
13. Почему в дизеле коэффициент избытка воздуха не характеризует условия воспламенения смеси (по пределам)?

Глава 9

ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

9.1. Виды испытаний и их назначение

Испытания двигателей можно разделить на *опытно-конструкторские* и *серийные*.

Опытно-конструкторские испытания делятся на *исследовательские* и *контрольные*.

Исследовательские испытания проводятся для изучения определенных свойств конкретного двигателя и, в зависимости от целей, могут быть доводочными, испытаниями на надежность и граничными.

Доводочные испытания служат для оценки конструктивных решений, принятых для достижения необходимых значений мощностей и экономических показателей, установленных техническим заданием.

Испытания на надежность проводятся для оценки соответствия ресурса двигателя и показателей его безотказности, установленных техническим заданием.

Граничные испытания проводятся для оценки зависимости мощностных и экономических показателей, работоспособности двигателя от граничных условий, установленных техническим заданием, а также повышенных и пониженных температур окружающей среды, кренов и дифферентов, высоты над уровнем моря, переменных нагрузок и изменяющихся скоростных режимов, вибраций, одиночных ударов.

Контрольные испытания предназначены для оценки соответствия всех показателей опытного двигателя требованиям технического задания. Они делятся на предварительные и межведомственные.

Предварительные контрольные испытания проводятся комиссией предприятия-разработчика с участием представителя заказчика для определения возможности предъявления двигателя на приемочные испытания.

Межведомственные испытания являются приемочными испытаниями продукции опытных образцов, проводимыми комиссией, состоящей из представителей нескольких заинтересованных министерств или ведомств. По результатам межведомственных испытаний решается вопрос о возможности и целесообразности проведения испытаний двигателя в условиях эксплуатации.

Серийные испытания являются завершающим этапом технологического процесса производства двигателей и предназначены для контроля качества производства и соответствия их характеристик техническим условиям на поставку. Эти испытания делятся на приемосдаточные, периодические и типовые.

Приемо-сдаточные испытания проводятся с целью проверки качества сборки двигателя и отдельных его узлов на приработку трущихся поверхностей, определения соответствия показателей двигателя техническим условиям на поставку.

Периодические испытания предназначены для контроля стабильности технологического процесса изготовления двигателей в период между испытаниями, подтверждения возможности продолжения их изготовления по действующей нормативно-технической и технологической документации.

Типовые испытания проводятся по программе периодических испытаний с целью оценки эффективности и целесообразности изменений, вносимых в конструкцию или технологию изготовления двигателя.

Испытания автомобильных двигателей регламентирует ГОСТ 14846—81, который определяет условия испытания, требования к испытательным стендам и аппаратуре, методы и правила проведения испытаний, порядок обработки результатов испытаний, объем контрольных и приемочных испытаний.

Перед испытаниями двигатели должны быть обкатаны в соответствии с техническими условиями. Испытания проводят с использованием горюче-смазочных материалов, указанных в технической документации на двигатель, имеющий паспорт и протоколы испытаний, удостоверяющие соответствие их физико-химических параметров заданным. При проведении испытаний температуру охлаждающей жидкости и масла в двигателе поддерживают в пределах, указанных в технических условиях на двигатель. При отсутствии таких указаний температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя должна быть 348—358 К, а температура масла — 353—373 К.

При испытании число точек измерений должно быть достаточным для того, чтобы при построении характеристик выявить форму и характер кривой во всем диапазоне обследуемых режимов. Показатели двигателя определяют на установившемся режиме работы при котором крутящий момент, частота вращения коленчатого вала, температуры охлаждения жидкости и масла изменяются во время измерения не более чем на 2%. При ручном управлении стендом

продолжительность измерения расхода топлива должна составлять не менее 30 с.

В соответствии с ГОСТом при испытаниях двигателей необходимо измерять следующие параметры: крутящий момент, частоту вращения коленчатого вала, расход топлива, температуру всасываемого воздуха, температуру охлаждающей жидкости, температуру масла, температуру топлива, температуру отработавших газов, барометрическое давление, давление масла, давление отработавших газов, значение угла опережения зажигания или начала подачи топлива.

9.2. Испытательные стенды

Испытания двигателей в лабораторных (стационарных) условиях проводятся на специальных стендах испытательной станции. Каждый стенд оснащается тормозным механизмом, топливной, воздухопитающей, газовойводящей системами, смазочной системой, системами охлаждения и пуска, противопожарным оборудованием и т. п. Двигатель и тормозной механизм устанавливают на опорах, которые крепятся к плите, связанной с фундаментом посредством анкерных болтов.

Фундамент, поглощающий вибрации двигателя, выполняется из бетона, армированного металлом. Для исключения передачи вибраций такой фундамент изолируют от окружающих строительных конструкций здания.

Стенд оснащается специальным пультом с органами пуска двигателя и управления, а также контрольно-измерительными приборами для определения температур воды и масла, давления масла, частоты вращения коленчатого вала и другими приборами, предназначенными для контроля работы двигателя и его систем.

В зависимости от программы испытания стенд оборудуется специальными устройствами и приборами, позволяющими имитировать различные условия работы. Кроме того, стенд оснащают приборами для измерения параметров рабочего тела и показателей двигателя. Имеются специальные устройства для регулирования угла опережения зажигания и состава смеси в карбюраторных двигателях или угла опережения начала впрыска топлива в дизеле. Для определения надежности работы двигателя измеряют вибрацию, тепловую и динамическую напряженность, износ деталей и т. п. Также определяют параметры, влияющие на окружающую среду (дымность или токсичность отработавших газов, уровень шума и т. п.).

Воздухопитающая система может быть оборудована устройствами и приборами для определения расхода воздуха, подогрева или охлаждения поступающего в двигатель воздуха, его влажности и запыленности.

В топливной системе предусмотрены устройства для определения расхода топлива, а в системе охлаждения и смазочной системе — устройства для определения теплоотвода в охлаждающую жидкость и масло. На стенде может быть установлен индикатор.

9.2.1. Тормозные устройства и динамометры

В условиях стендовых испытаний нагрузка двигателя осуществляется тормозным механизмом, оснащенным динамометром, с помощью которого определяется развиваемый двигателем крутящий момент.

Современные испытательные стенды оснащены гидравлическим или электрическим тормозными механизмами. Наибольшее распространение получили гидравлические тормозные механизмы, отличающиеся сравнительной простотой конструкции и большой энергоемкостью.

Основными узлами гидравлического тормозного механизма (рис. 9.1) являются статор, установленный на подшипниках в опорах станины, и ротор, вращающийся в подшипниках, соединенный муфтой с валом двигателя. Через гидравлический тормозной механизм протекает вода. При вращении ротора вследствие гидродинамического сопротивления воды создается тормозной момент, равный моменту, развиваемому двигателем. Энергия, полученная при вращении ротора, передается статору, на котором также создается момент, равный моменту, развиваемому двигателем. От проворачивания статор удерживается динамометром, с которым он соединен с помощью рычага.

Изменение тормозного момента осуществляется за счет изменения активной площади взаимодействия ротора с водой. В зависимости от степени заполнения водой используются гидравлические тормозные механизмы полного или частичного заполнения. В тормозных механизмах полного заполнения активная площадь ротора изменяется перемещением заслонок-шиберов, установленных между ротором и статором, а в тормозных механизмах частичного заполнения — изменением количества подаваемой в гидравлический тормозной механизм воды.

Ротор и статор гидравлического тормозного механизма могут иметь различное конструктивное исполнение.

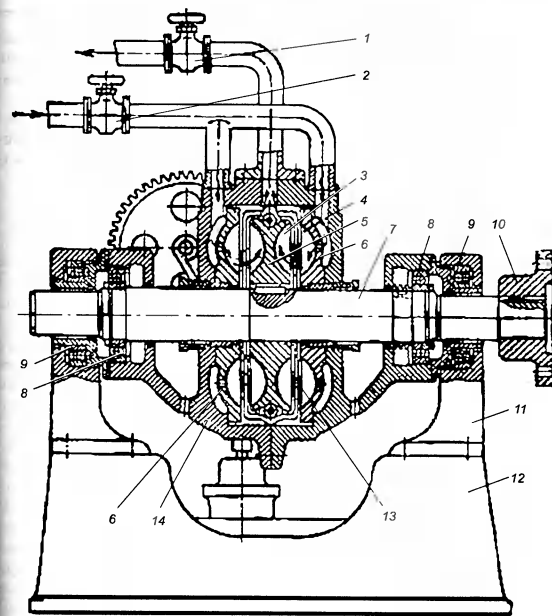


Рис. 9.1. Лопастной гидравлический тормозной механизм: 1 и 2 — вентили; 3 — лопатки ротора; 4 — лопатки статора; 5 — ротор; 6 — диск статора; 7 — вал ротора; 8 — подшипник ротора; 9 — подшипник статора; 10 — соединительная муфта; 11 — опора статора; 12 — станина; 13 — заслонки-шиберы; 14 — статор

Лопастные гидравлические тормозные механизмы в роторе и в дисках статора имеют карманы овального сечения, между которыми образуются лопатки. Эти тормозные механизмы работают при полном их заполнении водой. Изменение тормозного момента осуществляется перемещением заслонок-шиберов.

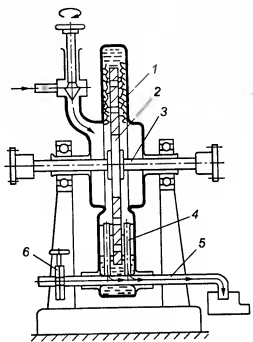


Рис. 9.2. Дисковый гидравлический тормозной механизм: 1 — диск статора; 2 — ротор; 3 — вал ротора; 4 — сливной патрубок; 5 — сливная трубка; 6 — червячное колесо

В дисковых гидравлических тормозных механизмах (рис. 9.2) ротор выполняется в виде диска с отверстиями, а к статору крепятся диски, имеющие сотовидные рабочие поверхности.

В штифтовых тормозных механизмах на ободе прикреплены два или несколько рядов стальных штифтов, которые обычно крепятся и к статору. Штифты устанавливаются с небольшим зазором между штифтами ротора.

Дисковые и штифтовые гидравлические тормозные механизмы работают при их частичном заполнении водой. Вода под действием центробежной силы отбрасывается к периферии, образуя вращающееся водяное кольцо. Тормозной момент зависит от толщины этого водяного кольца.

По энергоемкости дисковые и штифтовые тормозные механизмы уступают лопастным. Недостатком гидравлических тормозных механизмов частичного заполнения водой является также нестабильность тормозного момента при изменении давления воды. Поэтому питание гидравлических тормозных механизмов водой осуществляется обычно из бака, поднятого на высоту 3—4 м.

Во избежание кавитации, повышенной коррозии и образования накипи температура воды на выходе из гидравлического тормозного механизма не должна превышать 333—338 К.

В электрических тормозных механизмах статор балансируется на опорах фундаментной рамы, а вал ротора соединен с двигателем.

Механическая энергия в этих тормозных механизмах преобразуется в электрическую. Так как электрические машины имеют возможность рекуперации, то в случае питания электроэнергией от внешнего источника электроэнергии они работают в режиме электрического двигателя и преобразуют электрическую энергию в механическую. Обычно используют электрические машины постоянного тока. При работе их в тормозном режиме (в режиме генерато-

ра) ток поступает на обмотку возбуждения и индуцирует магнитное поле. При вращении якоря (ротора) в его обмотке возникает электродвижущая сила. Ток якоря своим магнитным полем противодействует вращению якоря, следовательно, и вращению вала испытываемого двигателя. На статоре при этом возникает реактивный момент, равный крутящему моменту двигателя. Изменение тормозного момента осуществляется путем изменения силы тока в обмотках возбуждения. Электрическая энергия, вырабатываемая электрическим тормозным механизмом при работе в тормозном режиме, поглощается нагрузочными реостатами или передается в общую электрическую сеть.

При работе электрической машины в режиме электрического двигателя (например, для пуска двигателя или снятия его тормозных характеристик) электрический ток подается как в обмотку возбуждения, так и на цепь якоря. В результате взаимодействия магнитных полей якоря и статора на якоря возникает крутящий момент, а на статоре — реактивный момент, направленный в сторону, противоположную направлению вращения якоря.

Зависимость тормозной мощности от частоты вращения коленчатого вала определяется характеристикой тормозного механизма. Область возможных режимов работы тормозного механизма показана на рис. 9.3.

Кривая *OA* на рис. 9.3 соответствует работе гидравлического тормозного механизма при максимально разведенных заслонках или при полном заполнении водой. На этом участке тормозная мощность изменяется в зависимости от частоты вращения коленчатого вала: $P_T = an^3$, где a — коэффициент пропорциональности.

В точке *A* тормозной момент достигает максимального значения. Дальнейшее поглощение мощности возможно только при постоянном максимальном моменте, который поддерживается прикрытием заслонки или уменьшением расхода воды.

В точке *B* поглощаемая мощность ограничивается допустимой температурой воды. Дальнейшее повышение частоты вращения коленчатого вала возможно при постоянной мощности двигателя, следовательно, уменьшении крутящего момента пропорционально росту частоты вращения ко-

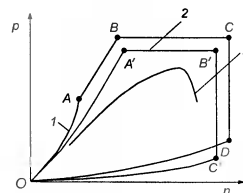


Рис. 9.3. Внешние характеристики: 1 — гидравлического тормозного механизма; 2 — электрического тормозного механизма; 3 — двигателя

ленчатого вала. Это достигается сближением заслонок или уменьшением расхода воды.

В точке C частота вращения ограничена показателем прочности ротора. На участке CD кривой внешней характеристики крутящий момент и мощность уменьшаются пропорционально. Кривая DO соответствует изменению тормозной мощности, затрачиваемой на трение в подшипниках и ротора о воздух при отсутствии воды в гидравлическом тормозном механизме.

В электротормозе при максимально допустимой силе тока в обмотке возбуждения тормозная мощность в зависимости от частоты вращения коленчатого вала изменяется по кривой OA' , которая описывается уравнением $P_T = bn^2$. В точке A' тормозная мощность ограничивается допустимой температурой нагрева обмоток якоря. Для дальнейшего повышения частоты вращения коленчатого вала (кривая $A'B'$) необходимо снизить крутящий момент путем увеличения сопротивления в цепи якоря или уменьшения силы тока возбуждения. Ограничение частоты вращения коленчатого вала в точке B обусловлено механической прочностью обмотки якоря.

Кривая CO соответствует тормозной мощности, поглощаемой электротормозом, при отсутствии тока возбуждения.

Тормозной механизм считается пригодным для испытания двигателя, если внешняя характеристика двигателя (рис. 9.3) полностью соответствует площади, ограниченной внешней характеристикой тормозного механизма. В этом случае тормозной механизм обеспечивает испытание двигателя на всех возможных режимах его работы.

Для измерения крутящего момента, развиваемого двигателем, используются механические, гидравлические и электрические динамометры.

Наиболее точным является механический квадрантный динамометр (рис. 9.4). Он имеет два маятника, укрепленных на кулаках-квадрантах, которые подвешены на тонких стальных лентах. Сила F через стрелку передается кулакам, конструктивно объединенным с квадрантами.

При отсутствии силы F маятники занимают положение, при котором их центры тяжести лежат на одной вертикали с точкой крепления ленты. Под влиянием силы F , которая передается от рычага статора тормозному механизму, маятники совершают сложное движение, перекатываясь по стальным лентам квадрантами и отклоняясь от положения равновесия. Балансир, к которому приложена сила F , сместится при этом вниз. При перемещении балансира связанная с ним зубчатая рейка поворачивает стрелку, которая указы-

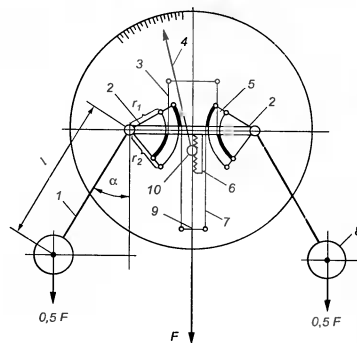


Рис. 9.4. Схема механического квадрантного динамометра: 1 — маятник; 2 — кулак-квадрант; 3 и 7 — ленты; 4 — стрелка; 5 — кулак; 6 — зубчатая рейка; 8 — груз; 9 — балансир; 10 — зубчатое колесо

вает показание динамометра, соответствующее крутящему моменту, развиваемому двигателем:

$$M_e = 9,81Fl = 7030 F/k,$$

где $k = 716,2/l$ — постоянная (указывается в паспорте динамометра).

9.2.2. Приборы для измерения частоты вращения коленчатого вала

Приборы, измеряющие частоту вращения коленчатого вала, делятся на тахометры, фиксирующие число оборотов в минуту в данный момент, и на тахоскопы — счетчики, показывающие число оборотов за определенный интервал времени. По способу использования тахометры и тахоскопы могут быть приставными (ручными) и стационарными.

Тахометры по принципу действия бывают центробежные, электрические, электронные (импульсные), магнитные (индукционные), стробоскопические и т. п. Наибольшее распространение получили электрические тахометры, обеспечивающие дистанционное измерение частоты вращения коленчатого вала. Преобразователь тахометра и приемник соединены электропроводами.

По показаниям динамометра и тахометра вычисляют эффективную мощность двигателя:

$$N_e = 0,735Fnk,$$

а также среднее эффективное давление:

$$P_e = 22,05F_t(V_d k).$$

9.2.3. Приборы для измерения давления

Приборы для измерения давления могут быть жидкостными, механическими и электрическими.

К жидкостным приборам относятся ртутный барометр, предназначенный для измерения атмосферного давления, и жидкостный манометр (пьезометр). В простейшем исполнении пьезометр представляет собой U-образную трубку, заполненную примерно до половины (до нулевой метки шкалы) водой или другой жидкостью. Пьезометры применяются для измерения избыточного давления, разреженности и разности давлений.

Из механических приборов широкое распространение получили пружинные манометры, предназначенные для измерения избыточного давления.

Широко применяются электрические преобразователи, предназначенные для регистрации давления в быстротекающих процессах и в электрических измерительных системах с автоматической регистрацией результатов измерений.

В качестве контрольно-измерительных приборов используются и магнитоэлектрические манометры.

9.2.4. Приборы для измерения температуры

По принципу действия приборы для измерения температуры делятся на механические, электромеханические и электрические.

Механические приборы — жидкостные (обычно ртутные) и манометрические термометры — используют для измерения низких температур (до 423 К).

Существуют также термоэлектрические термометры (пирометры), которые основаны на термоэлектрическом эффекте, возникающем при нагревании места спая двух проводников из неоднородных металлов или сплавов. Если два других конца проводников замкнуть, то под действием термоЭДС нагреваемого (горючего) спая в образовавшейся цепи возникает электрический ток.

Спаянную или сваренную пару разнородных проводников называют термопарой. Обычно для измерения низких температур (470—870 К) применяют хромель-копелевые (ХК) термопары, а для измерения высоких температур (до 1270 К) — хромель-алюмелевые (ХА) термопары.

Существуют также и другие типы термопар.

Термопары, являясь преобразователями температуры, работают совместно с регистрирующими приборами, такими как магнитоэлектрические милливольтметры и потенциометры.

Обычно для исключения влияния температуры противоположных концов термопары их соединяют пайкой и образующийся так называемый холодный спай погружают в термостат с таящим льдом. При этом температура холодного спая поддерживается постоянной — 273 К. Регистрирующий прибор в этом случае включается в разрыв одного из проводников.

Если в качестве регистрирующего прибора используют потенциометр, имеющий компенсирующее устройство, которое вводит поправку на изменение температуры противоположных концов термопары, то они подсоединяются непосредственно к потенциометру.

9.2.5. Приборы и устройства для измерения расхода воздуха

Расход воздуха определяется как косвенным путем — измерением параметров, характеризующих среднюю или мгновенную скорость движения потока, так и прямым измерением объема воздуха, проходящего через измеряемое устройство в единицу времени.

Косвенные методы используются при измерении расхода воздуха с помощью дроссельных устройств — диафрагмы, сопла, трубки Вентури (рис. 9.5), а также насадки со свободным входом, так называемой коноидальной насадкой.

Расход воздуха определяется в этом случае по перепаду статического давления до (сечение $A-A$) и после (сечение $B-B$) сужения дроссельного устройства. Для измерения перепада давления применяют пьезометры и дифференциальные манометры.

Связь между перепадом давлений на дроссельном устройстве и расходом воздуха определяется из уравнения неразрывности и управления Бернулли:

$$G_n = 0,004\mu d^2 \sqrt{\Delta p_{др}},$$

где G_n — часовой расход воздуха; μ — коэффициент расхода дроссельного устройства; d — диаметр отверстия (сужения) дроссельного

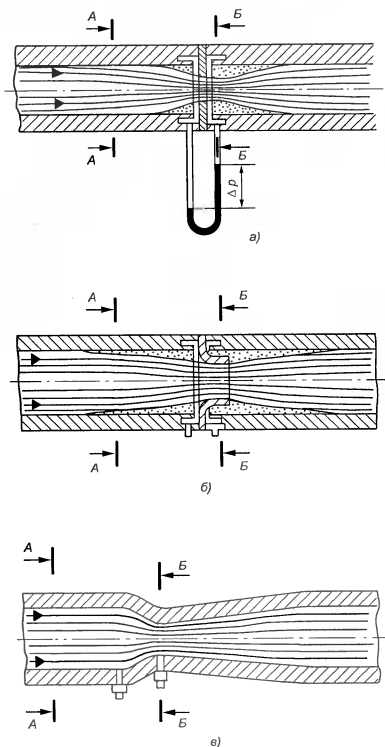


Рис. 9.5. Дроссельные устройства: а — с диафрагмой и распределением давления при протекании потока газа через диафрагму; б — с соплом; в — трубка Вентури

устройства; Δp — перепад давления на дроссельном устройстве; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха.

Измерение объемного расхода воздуха осуществляется объемным расходомером или ротационным счетчиком, в корпусе которого установлено два ротора, вращающихся под действием давления движущегося воздушного потока с частотой вращения, зависящей от скорости потока.

По измеренному объему воздуха, прошедшего через расходомер за время τ , определяется массовый расход воздуха за секунду:

$$G_{\text{в}} = V\rho_{\text{в}}\tau.$$

9.2.6. Приборы и устройства для определения расхода топлива

В основе определения среднего расхода топлива на установившихся режимах работы двигателя лежит измерение времени расхода определенной массы или объема топлива.

При массовом методе определения расхода топлива используются обычные весы, на одной из чаш которых устанавливают мерный бачок. Топливную систему оснащают трехходовым краном, обеспечивающим подачу топлива в двигатель из основного топливного бака, подачу топлива из мерного бачка при измерении расхода и подачу топлива из основного бака с одновременным наполнением мерного бачка.

Измерив время (Δt), за которое вырабатывается определенное количество топлива (Δm_t), можно определить часовой расход топлива:

$$G_t = 3,6 \Delta m_t / \Delta t.$$

Объемный расход топлива определяется с помощью прибора, который состоит из мерных колб шарообразной формы, соединенных между собой узкими переходами с метками. Принцип определения объемного расхода топлива аналогичен рассмотренному выше определению расхода по массе с той лишь разницей, что вместо измерения времени расхода определенной массы топлива измеряют время расхода топлива по объему.

Для измерения мгновенных объемных расходов топлива применяют флуометры и ротаметры.

9.2.7. Прибор для определения угла опережения зажигания

Проверка установки первоначального угла опережения зажигания осуществляется переносным стробоскопическим прибором. Работа прибора основана на стробоскопическом эффекте — зрительных

способностях человека удерживать в течение некоторого времени представление предмета, уже исчезнувшего из поля зрения.

В приборе размещены стробоскопическая лампа, линза для фокусировки светового луча и шасси с электроаппаратурой. В корпусе, выполненном в форме пистолета, укреплены шнур для подключения к аккумуляторной батарее и провода для подсоединения к свече зажигания.

Во время работы двигателя импульс высокого напряжения со свечи зажигания первого цилиндра подается на электрод стробоскопической лампы, которая загорается и, потребляя ток, запасенный конденсатором накопительного устройства прибора, испускает последовательно ряд световых вспышек, синхронных с моментом зажигания в первом цилиндре. Световой луч освещает метки. Подвижная метка вследствие стробоскопического эффекта, кажущаяся неподвижной при правильной установке зажигания, располагается напротив неподвижной метки. Если они не совпадают, то регулируется начальный угол момента зажигания поворотом корпуса прерывателя до совпадения установочных меток.

9.2.8. Индикаторы

Запись быстроизменяющихся давлений рабочего тела в цилиндре при работе двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала или хода поршня называется индцированием, а устройства, осуществляющие эту запись, — индикаторами.

По принципу действия индикаторы делятся на электропневматические и электрические.

С помощью электропневматического индикатора можно получить зависимость давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала. Индикаторная диаграмма отражает сотни циклов работы двигателя. За один цикл индикатор фиксирует два значения (одно при сжатии и одно при расширении). В каждом цикле значения снимаются при разных давлениях. Диаграмма снимается 1—2 мин.

Индикатор состоит из датчика давления мембранного типа, тиратронного преобразователя, регистрирующего устройства и пневматической системы.

Датчик давления устанавливается в головке цилиндра двигателя. На тонкую стальную мембрану датчика с одной стороны действует давление газов в цилиндре, а с другой стороны — давление воздуха в пневматической системе. Давление в пневматической системе с помощью крана постепенно изменяется от максимального, превышающего максимальное давление p_c в цилиндре, до атмосферного.

В такте сжатия, когда давление в цилиндре больше давления в пневматической системе, мембрана прогибается и, соприкасаясь с электрическим контактным стержнем замыкает электрическую цепь. При этом к тиратронному преобразователю поступает импульс электрического тока низкого напряжения, когда давление в цилиндре меньше, чем в пневматической системе, мембрана прогибается в обратную сторону, размыкая электрическую цепь. В момент замыкания цепи в тиратронном преобразователе вновь возникает импульс электрического тока низкого напряжения.

Тиратронный преобразователь предназначен для преобразования импульсов низкого напряжения, поступающих от датчика давления, в импульсы высокого напряжения, которые подаются к разряднику регистрирующего устройства.

Регистрирующее устройство состоит из барабана, на котором закрепляется электропроводящая бумага. плунжерной пары (гильзы и плунжера) с пружиной и разрядника. Барабан с помощью муфты соединяют с коленчатым валом двигателя таким образом, чтобы при положении поршня индицируемого цилиндра в ВМТ игла разрядника находилась напротив ВМТ барабана.

Разрядник, соединенный с плунжером, может перемещаться вдоль барабана. Смещение пропорционально изменению давления в пневматической системе. В моменты замыкания и размыкания электрической цепи величина смещения разрядника пропорциональна изменению давления газов в цилиндре.

При каждом импульсе высокого напряжения, передаваемого тиратронным преобразователем, между разрядником и электропроводящей бумагой возникает искровой разряд, который оставляет на бумаге точечный след.

Из электрических индикаторов наиболее распространен пьезокварцевый индикатор, который состоит из пьезокварцевого преобразователя давления, потенциометрического преобразователя хода поршня, усилителя и электронно-лучевой трубки.

Принцип работы пьезокварцевого преобразователя основан на пьезоэлектрическом эффекте. В соответствии с давлением, действующим на кварцевые пластины, возбуждается электрический ток, который после усиления подается на горизонтальные пластины электронно-лучевой трубки, что вызывает отклонение электронного луча по вертикали.

По горизонтали электронный луч отклоняется под действием усиленного электрического тока, который подается на вертикальные пластины трубки от преобразователя хода, подсоединенного к коленчатому валу двигателя.

Таким образом, на экране электронно-лучевой трубки возникает изображение развернутой индикаторной диаграммы одиночного цикла.

9.4. Требования техники безопасности при проведении испытаний

Для безопасности работы обслуживающего персонала при испытаниях двигателей лаборатория должна быть оборудована в соответствии с санитарно-техническими требованиями, требованиями пожарной безопасности и техники безопасности.

Лабораторные помещения должны иметь приточно-вытяжную вентиляцию, исключающую загрязнение воздуха вредными веществами выше допустимой концентрации, установленной санитарными нормами для рабочих помещений. ГОСТ 12.1.005 определяет предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны.

Стеклянные трубки ртутных приборов должны быть закрыты органическим стеклом. Они должны иметь улавливающее устройство на выходе и сборники. Для предотвращения выхода паров ртути ее поверхность должна быть закрыта слоем защитной жидкости, в качестве которой можно использовать воду.

Необходимо соблюдать требования по уровню шума в помещениях.

Особое внимание следует уделять требованиям по пожаро- и взрывобезопасности. Трубопроводы централизованной подачи топлива рекомендуется прокладывать только с внешней стороны здания, с вентиляцией и заземлением на входе в помещение.

Обязателен периодический контроль оборудования топливных систем. Хранить обтирочный и горючий материал следует в закрытой таре. Все необходимые средства для пожаротушения должны быть исправны.

В ходе испытаний двигателя обслуживающему персоналу запрещается находиться рядом с вращающимся ротором и соединительными муфтами даже при наличии ограждения, а также прикасаться к вращающимся деталям двигателя.

При появлении нетипичных стуков и шумов в двигателе, тормозной системе или соединительной муфте, а также при значительном падении давления масла, двигатель необходимо перевести на режим холостого хода, путем снижения подачи топлива с одновременным полным снятием нагрузки. В аварийных ситуациях и при возникновении пожара двигатель должен быть остановлен немедленно даже под нагрузкой.

Контрольные вопросы

1. Назовите виды испытаний двигателей.
2. Назовите основные части испытательных стендов.
3. Назовите типы тормозных устройств. В чем заключается принцип их действия?
4. Какие показатели измеряются при проведении испытаний двигателей и какие приборы для этого используются?

Глава 10 ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВС

10.1. Общие сведения

Автомобильные двигатели работают в широком диапазоне изменения скоростных и нагрузочных режимов.

Режим работы двигателя — это его состояние, характеризующееся совокупностью показателей.

Основными показателями, определяющими рабочий режим, являются частота вращения коленчатого вала, нагрузка на двигатель и температура. Если значения этих показателей в процессе работы двигателя остаются неизменными, режим называется *установившимся*. В случае изменения хотя бы одного из них режим считается *неустановившимся*.

Характеристикой двигателя называется совокупность зависимостей основных показателей его работы от эксплуатационных, конструктивных и других факторов.

Характеристики двигателя определяют его эксплуатационные качества, уровень технического совершенства, правильность регулирования, а также его назначение.

Характеристики двигателя определяются, как правило, на установившихся режимах, несмотря на то, что в реальных условиях двигателя работают при их непрерывном изменении, так как учесть одновременное влияние всех факторов на работу двигателя затруднительно. Поэтому характеристики получают на специально оборудованных испытательных стендах, где возможно исследование различных показателей в зависимости от изменения одного фактора.

Основными показателями работы двигателя являются эффективная мощность N_e , крутящий момент M_e , часовой расход топлива G_t и удельный эффективный расход топлива g_e .

В зависимости от параметра, принимаемого в качестве независимой переменной, различают три основные группы характеристик: *скоростные, нагрузочные и результирующие.*

Наиболее значимыми являются нагрузочные и скоростные характеристики, позволяющие оценить экономические и мощностные качества двигателей на различных режимах работы.

Так как основные показатели работы двигателей зависят от одних и тех же параметров цикла, а именно от η_p , α , η_p , η_m , то характеристики являются наиболее наглядным средством анализа рабочего процесса двигателя.

Общая методика исследования рабочих характеристик двигателя предусматривает следующие направления работы:

- определение цели получения характеристики;
- определение условий получения характеристики;
- изменение основных параметров цикла в зависимости от аргумента характеристики;
- изменение показателей работы двигателя;
- практическое использование полученной характеристики.

Показатели работы двигателя изменяются в соответствии с изменением основных параметров цикла:

$$N_e = V_h (H_{iD} / I_0 \alpha) \eta_p \eta_c \eta_m n; \quad (10.1)$$

$$M_g = V_h (H_{iD} / I_0 \alpha) \eta_p \eta_c \eta_m; \quad (10.2)$$

$$p_e = (H_{iD} / I_0 \alpha) \eta_p \eta_c \eta_m; \quad (10.3)$$

$$g_e = 1 / (\eta_p \eta_m); \quad (10.4)$$

$$G_T = (\eta_c / \alpha) n. \quad (10.5)$$

Очевидно, что V_h , H_{iD} , I_0 и ρ величины постоянные. Следовательно, в зависимости от того, как в процессе работы двигателя будут меняться величины η_p , η_c , η_m , α и n , так и будут изменяться показатели его работы.

10.2. Нагрузочная характеристика

Нагрузочной характеристикой называется изменение часового и удельного расходов топлива в зависимости от нагрузки.

Работа на режимах нагрузочной характеристики наиболее характерна для двигателей, которые используются для привода электрических агрегатов, насосов, компрессоров, тракторов. В частности, нагрузочная характеристика имитирует работу двигателя на автомо-

биле, при его движении с постоянной скоростью на одной из передач в условиях переменного сопротивления со стороны дороги.

Цель получения нагрузочной характеристики — определение топливной экономичности двигателя.

Условия получения нагрузочной характеристики:

- независимая переменная величина — нагрузка на двигатель (так как с увеличением нагрузки для ее преодоления двигатель должен увеличивать мощность N_e , среднее эффективное давление p_e и крутящий момент M_g , то нагрузку выражают в процентах относительно одного из указанных параметров);
- постоянная величина — частота вращения коленчатого вала;
- зависимые переменные величины — удельный расход топлива g_e и часовой расход топлива G_T .

10.2.1. Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя

Зависимости изменения параметров цикла от нагрузки показаны на рис. 10.1, а. Удельный расход топлива согласно уравнению (10.4) зависит от произведения $\eta_p \eta_m$.

На холостом ходу вся развиваемая в цилиндрах двигателя индикаторная мощность затрачивается на преодоление внутренних потерь, а эффективная мощность с коленчатого вала двигателя не «снимается», поэтому $g_e \rightarrow \infty$ (рис. 10.1, б).

При переходе от холостого хода к частичным нагрузкам растут значения η_p и η_m , что приводит к уменьшению g_e и в момент наибольшего значения произведения $\eta_p \eta_m$ удельный расход топлива g_e достигает своего минимального значения. При полной нагрузке ($p_e = 100\%$) и близкой к ней индикаторный КПД уменьшается, так

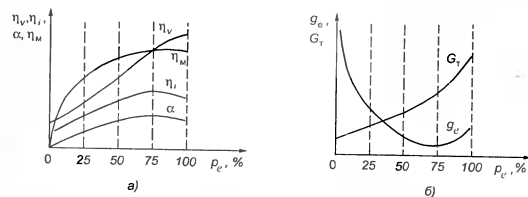


Рис. 10.1. Нагрузочные характеристики карбюраторного двигателя: а — зависимости изменения основных параметров цикла от нагрузки; б — зависимости изменения показателей работы двигателя от нагрузки

как в этом случае двигатель работает на обогащенном составе смеси, который не обеспечивает полного сгорания топлива, т. е. не вся введенная теплота преобразуется в индикаторную работу. Поэтому удельный расход топлива увеличивается при нагрузках более 75 %.

Поскольку одним из условий снятия нагрузочной характеристики является постоянство частоты вращения коленчатого вала, то понятно, что каждому значению частоты вращения будет соответствовать своя нагрузочная характеристика.

На рис. 10.2 показаны нагрузочные характеристики одного из карбюраторных двигателей при разных частотах вращения коленчатого вала. Если значения минимальных удельных расходов топлива характеристик соединить касательной (штрихпунктирная линия), то получим линию, которая называется экономической или универсальной нагрузочной характеристикой.

В реальных условиях эксплуатации режимы работ, соответствующие экономической характеристике, используются крайне редко,

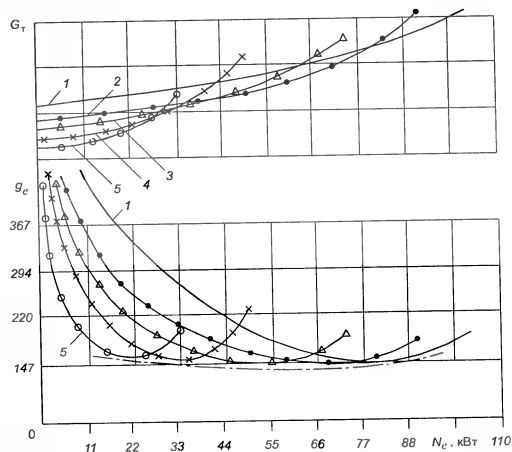


Рис. 10.2. Нагрузочные характеристики двигателя ЗИЛ-131 при различных значениях частоты вращения коленчатого вала: 1 — $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$; 2 — $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$; 3 — $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; 4 — $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; 5 — $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$

так как в карбюраторном двигателе большинство нагрузок имеют повышенные значения g_e , что является их недостатком.

Для улучшения топливной экономичности карбюраторного двигателя используют работу на обедненных смесях или вовсе отказываются от карбюратора и переходят на систему с впрыском топлива.

Так как по условию $n = \text{const}$, то часовой расход топлива G_t согласно уравнению (10.5) зависит только от отношения η_c / α .

Из нагрузочных характеристик (см. рис. 10.1) видно, что с изменением нагрузки значительно меняется коэффициент наполнения η_c (от 0,18 до 0,23 на холостом ходу и от 0,78 до 0,82 при полной нагрузке). В результате часовой расход топлива растет пропорционально увеличению нагрузки, а резкое его повышение на нагрузках, близких к полной, объясняется началом работы экономайзера.

10.2.2. Нагрузочная характеристика дизельного двигателя

Особенностью изменения значений параметров η_p , η_c , η_m от нагрузки у дизелей является их плавный характер (рис. 10.3, а).

Поэтому согласно уравнению (10.4) удельный расход топлива $g_e = f(\eta_p, \eta_c)$ имеет аналогичный характер изменения (рис. 10.3, б), при котором на больших частичных нагрузках значения удельных расходов топлива близки к минимальным (точка 4).

Так как при работе дизеля коэффициент наполнения η_c меняется незначительно (рис. 10.3, а), то часовой расход топлива G_t зависит только от изменения коэффициента избытка воздуха α и имеет плавно нарастающий характер (рис. 10.3, б).

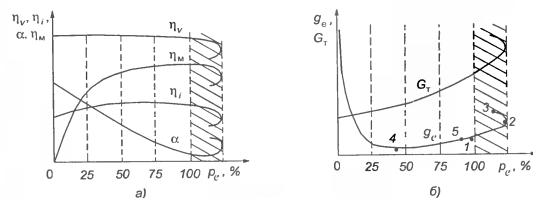


Рис. 10.3. Нагрузочные характеристики дизеля: а — зависимости изменения основных параметров цикла от нагрузки; б — зависимости изменения показателей работы двигателя от нагрузки; 1 — нижний предел дымления; 2 — максимальная мощность двигателя; 3 — сильное обогащение смеси; 4 — минимальный удельный расход топлива; 5 — установка упора рейки ТНВД при всережимном регуляторе

Заштрихованная область нагрузочной характеристики означает, что при данной нагрузке двигатель работает с дымлением (отработавшие газы выходят в виде черного дыма), что свидетельствует о сильном недогорании топлива, тепловых нагрузках внутри цилиндрического пространства, нагарообразовании и закоксовывании поршневых колец. При этом снижается экономичность работы двигателя, а при длительной работе с дымлением возможна его поломка.

Поэтому эксплуатация дизеля на нагрузках, соответствующих зоне дымления, недопустима. Подача топлива в этом случае ограничивается упором рейки ТНВД.

На нагрузочной характеристике дизеля имеется ряд характерных точек (рис. 10.3, б):

- точка 1 — начало появления дыма в отработавших газах — нижний предел дымления по нагрузке или эксплуатационный предел повышения нагрузки (соответствующая ей мощность называется предельной);
- точка 2 — максимально возможная мощность двигателя, верхняя граница предела дымления по нагрузке;
- точка 3 — значения показателей работы (в данном случае g_e) при дальнейшем увеличении нагрузки после прохождения верхнего предела дымления (свидетельствует об ухудшении экономичности);
- точка 4 — минимальный удельный расход топлива;
- точка 5 — при всережимном регуляторе определяет место установки упора рейки ТНВД.

Нагрузочные характеристики позволяют оценить топливную экономичность двигателей и определить способы ее улучшения. Она используется при проектировании топливной аппаратуры, и при контроле регулировок, технического состояния и качества ремонта двигателя.

10.3. Скоростные характеристики

Скоростной характеристикой называется зависимость изменения показателя работы двигателя от частоты вращения коленчатого вала.

С помощью скоростной характеристики определяют наиболее эффективные режимы движения автомобиля, его максимальную скорость. Она является своего рода паспортом двигателя, ее часто указывают в руководствах по эксплуатации двигателя или автомобиля.

При работе двигателя частота вращения коленчатого вала изменяется также часто, как и нагрузка, при этом она оказывает значи-

тельное влияние на все показатели работы двигателя. Поэтому целью снятия скоростной характеристики и является установление зависимости изменения показателей работы двигателя от частоты вращения коленчатого вала.

Условия снятия скоростной характеристики:

- независимая переменная величина — частота вращения коленчатого вала n ;
- постоянная величина — положение дроссельной заслонки или рейки ТНВД;
- зависимые переменные величины — эффективная мощность N_e , крутящий момент M_e , часовой расход топлива G_e и удельный расход топлива g_e ; в качестве дополнительных могут быть среднее эффективное давление p_e , часовой расход воздуха G_a и др.

Так как орган управления подачи топлива по условиям получения скоростной характеристики изменять своего положения не должен, то изменение частоты вращения коленчатого вала достигается изменением момента сопротивления на коленчатом валу двигателя путем его затормаживания. А так как орган управления подачи топлива (дроссельная заслонка, рейка ТНВД) может занимать любое постоянное положение, то различают следующие скоростные характеристики:

- внешняя скоростная характеристика — при полной подаче топлива в дизелях или полном открытии дросселя в карбюраторных двигателях;
- частичные скоростные характеристики — при любом промежуточном положении органа управления подачи топлива, кроме соответствующего полной подаче или холостому ходу;
- характеристика холостого хода — частный случай скоростной характеристики, так как в виду отсутствия нагрузки на холостом ходу изменить частоту вращения коленчатого вала можно только изменением положения органа управления подачи топлива.

Так же как и в нагрузочных характеристиках скоростные характеристики имеют ряд характерных точек (рис. 10.4):

- точка $n_{e\min}$ — минимальная частота вращения коленчатого вала (наименьшее значение частоты вращения без нагрузки, при которой двигатель устойчиво проработал не менее 10 мин);
- точка n_{\min} — минимальная частота вращения коленчатого вала при полной нагрузке, при которой двигатель устойчиво проработал не менее 10 мин;

- точка n_M — частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальному крутящему моменту;
- точка $n_{ном}$ — номинальная частота вращения коленчатого вала, т. е. частота, рекомендуемая заводом-изготовителем двигателя для длительной эксплуатации автомобиля;
- точка $n_{x,рег}$ — минимальная частота вращения коленчатого вала по регуляторной характеристике (т. е. максимальное значение частоты вращения коленчатого вала, которое ограничивается регулятором частоты вращения у дизелей или ограничителем максимальной частоты вращения у карбюраторных двигателей грузовых автомобилей);
- точка n_N — минимальная частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности;
- точка $n_{x,max}$ — максимальная частота вращения коленчатого вала на холстом ходу;
- точка $n_{g,min}$ — частота вращения коленчатого вала, соответствующая минимальному удельному расходу топлива.

Ограничители максимальной частоты вращения, которые устанавливаются на двигателях грузовых автомобилей, исключают возможность увеличения частоты вращения коленчатого вала сверх допустимого при полной нагрузке и на холстом ходу (рис. 10.4, а).

Дизели, оснащенные всевозможным регулятором, при полной нагрузке работают в диапазоне частот от $n_{мин}$ до $n_{ном}$ (рис. 10.4, б), а на холстом ходу — от $n_{x,min}$ до $n_{x,рег}$.

Следует иметь в виду, что эксплуатационный диапазон значений частоты вращения коленчатого вала и значение характерных точек скоростных характеристик различных двигателей не одинаковы (табл. 10.1).

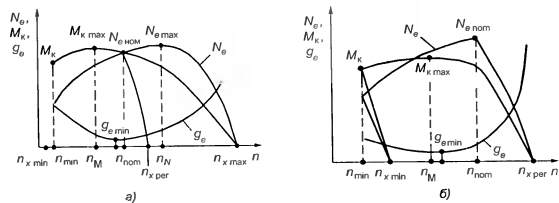


Рис. 10.4. Характерные точки скоростных характеристик: а — карбюраторного двигателя; б — дизеля

Таблица 10.1. Значения n_M и n_N для различных двигателей

Двигатель	n_M	n_N
ВАЗ-2108	3500	5600
ЗМЗ-402	2400–2600	4500
ВАЗ-2121	3400	5400
ЗМЗ-53	2000–2500	3200
ЗИЛ-645	1400–1600	2800
КамАЗ-740.10	1500–1800	2600
ЯМЗ-238М2	1250–1450	2100

10.3.1. Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя

Так как внешняя скоростная характеристика снимается под нагрузкой, то ее значения находятся в диапазоне от $n_{мин}$ до n_{max} , причем эксплуатация двигателя осуществляется при частоте вращения коленчатого вала от $n_{мин}$ до $n_{ном}$.

На рис. 10.5 приведена внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя и изменение параметров работы двигателя в зависимости от частоты вращения (рис. 10.5, а).

Так как мощность двигателя зависит от параметров α , η_b , η_c , η_m и n в соответствии с уравнением (10.1), то, предположив, что $(\eta_b \eta_c \eta_m / \alpha) = \text{const}$, получим следующее: эффективная мощность N_e прямо пропорциональна частоте вращения коленчатого вала n (прямая АВ на рис. 10.5, б). Значение каждого из вышеуказанных параметров (см. рис. 10.5, а) меняется с ростом n . Поэтому мощность N_e с изменением частоты вращения коленчатого вала также постоянно меняется. При частоте вращения коленчатого вала от $n_{мин}$ до n_M зна-

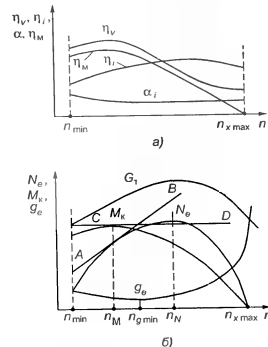


Рис. 10.5. Скоростные характеристики карбюраторного двигателя: а — зависимости изменения основных параметров цикла от частоты вращения коленчатого вала; б — зависимости изменения показателей работы двигателя от частоты вращения коленчатого вала

чения параметров η_p , $\eta_{св}$ и η_m увеличиваются, поэтому кривая N_e поднимается круто вверх до касания с прямой AB (рис. 10.5, б). При дальнейшем увеличении частоты вращения коленчатого вала кривая N_e располагается почти параллельно абсциссе, так как значения параметров η_p и $\eta_{св}$ снижаются, и рост N_e происходит только за счет роста частоты вращения коленчатого вала. При частоте вращения коленчатого вала n_M мощность имеет наибольшее значение, затем ее значения уменьшаются, так как возрастают механические потери, о чем свидетельствует уменьшение параметра η_m .

Постепенно снижая нагрузку, можно увеличить частоту вращения коленчатого вала до $n_{x, \max}$. При этом $N_e = 0$, так как вся индикаторная мощность в этом случае будет расходоваться на преодоление механических потерь $N_i = N_m$.

Значение крутящего момента изменяется согласно уравнению (10.2). Предположим, что параметры цикла остаются постоянными. Тогда зависимость изменения крутящего момента M_k можно изобразить прямой, параллельной оси абсцисс (рис. 10.5, б, прямая CD). Но параметры с ростом частоты вращения коленчатого вала меняются и влияют на M_k . Кривая M_k имеет только одну точку перегиба, соответствующую $\eta_{св}$, когда произведение параметров η_m , η_p , η_i достигает максимального значения. Дальнейший рост частоты вращения коленчатого вала приводит к уменьшению значения крутящего момента до $M_k = 0$ вследствие падения значений параметров η_p и η_m при $n_{x, \max}$.

Изменение удельного расхода топлива зависит от значения произведения параметров η_p , η_m [уравнение (10.4)], максимальное значение которого в соответствии со скоростной характеристикой находится между точками n_M и n_N .

Так как коэффициент наполнения η_v на большей части характеристики изменяется незначительно, а коэффициент избытка воздуха α имеет почти постоянное значение, то на часовой расход топлива G_i в основном влияет частота вращения коленчатого вала n [см. уравнение (10.5)]. Поэтому во всем диапазоне эксплуатационных частот вращения часовой расход топлива непрерывно растет и снижается только при $n > n_N$, когда из-за большой частоты вращения коленчатого вала коэффициент наполнения η_v уменьшает свои значения.

10.3.2. Внешняя скоростная характеристика дизеля

Отличительными особенностями дизелей являются меньшее сопротивление на впуске, а также возрастающие с ростом частоты вращения коленчатого вала механические потери и цикловая подача. По-

следнее происходит из-за уменьшения потерь через неплотности, при этом увеличивается так называемый активный ход плунжера ТНВД. Это в свою очередь приводит к неустойчивой работе дизеля при изменении частоты вращения коленчатого вала, т. е. с уменьшением нагрузки и соответственно возрастанием частоты вращения коленчатого вала может наблюдаться резкое ее увеличение вплоть до разгона двигателя. И, наоборот, при увеличении нагрузки и уменьшении частоты вращения коленчатого вала может произойти останов двигателя.

Поэтому, во-первых, изменение основных параметров цикла дизеля значительно отличается от карбюраторных двигателей и, во-вторых, диапазон эксплуатационных частот у дизелей значительно уже, чем у карбюраторных двигателей.

Пример внешней скоростной характеристики дизеля и изменение основных его параметров цикла при изменении частоты вращения коленчатого вала представлен на рис. 10.6.

Кривая мощности N_e резко идет вверх с ростом частоты вращения коленчатого вала, что обусловлено одновременным ростом $\eta_{св}$, η_p и цикловой подачи $G_{ци}$ при небольшом изменении η_m .

Рост коэффициента наполнения η_v на большей части, а у ряда дизелей и на всей скоростной характеристике, при одновременном росте цикловой подачи $G_{ци}$ создает условия для быстрого роста частоты вращения коленчатого вала до значений, грозящих разнуо двигателя. Поэтому дизели имеют ограничения по частоте вращения коленчатого вала.

Кривая мощности дизельных двигателей имеет один перегиб $\eta_{св}$, второй перегиб при больших значениях N_e у дизелей находится за пределами эксплуатационных частот вращения. Таким образом, дизели используют только часть скоростной характеристики, отличающуюся наиболее высокими значениями параметров $\eta_{св}$, η_p и η_i .

Плавный характер изменения кривой M_k объясняется незначительными изменениями основных параметров цикла.

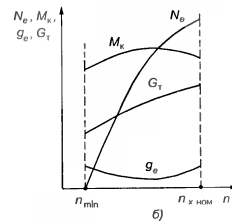
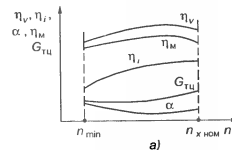


Рис. 10.6. Скоростные характеристики дизеля: а — зависимости основных параметров цикла; б — зависимости изменений показателей работы двигателя

По этой же причине более плавный характер, чем у карбюраторных двигателей, имеют кривые g_p и G_p .

Так как дизель является двигателем с внутренним смесеобразованием и уже поэтому время, отведенное на смесеобразование у него сокращено, то очевидно, что с ростом частоты вращения коленчатого вала это время сокращается еще больше. Поэтому существуют такие значения частоты вращения коленчатого вала, когда происходит неполное сгорание топлива, но уже не по причине чрезмерной его подачи, как это наблюдалось по нагрузочной характеристике, а из-за недостатка времени на окисление топлива кислородом. В результате работа двигателя сопровождается появлением черного дыма в отработавших газах. Отрицательные последствия этого такие же, как и при работе дизеля в зоне дымления по нагрузочной характеристике. Но в отличие от нагрузочной характеристики работа дизеля в зоне дымления по скоростной характеристике имеет только нижнюю границу, а верхней не имеет (рис. 10.7).

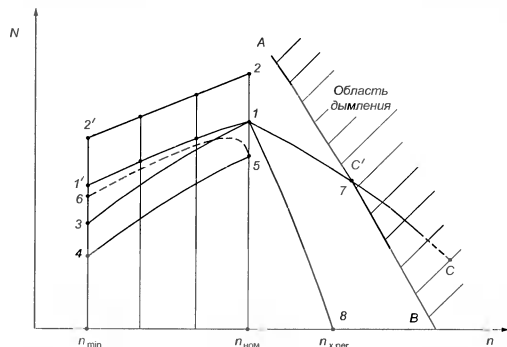


Рис. 10.7. Виды скоростных характеристик дизелей и области дымления: 1'—1 — характеристика по пределу дымления; 2'—2 — характеристика максимальной мощности; 1'—3 — эксплуатационная скоростная характеристика; 5—4 — эксплуатационная характеристика дизеля с всережимным регулятором; 5—6 — эксплуатационная характеристика дизеля с корректором; 1—7 — регуляторная характеристика с неправильно подобранным регулятором; 1—8 — регуляторная характеристика с правильно подобранным регулятором; А—В — нижняя граница зоны дымления по частоте вращения; С—С' — участок регуляторной характеристики с неправильно подобранным регулятором в зоне дымления

10.3.3. Приемистость и самоприспособляемость двигателей

Способность двигателя с ростом частоты вращения коленчатого вала наращивать мощность называется его *приемистостью*.

Приемистость двигателя непосредственно влияет на приемистость автомобиля, т. е. на его способность разогнаться.

Скоростная характеристика отражает степень приемистости двигателя: чем круче кривая N_e , тем приемистость двигателя больше.

Если сравнить кривые N_e карбюраторного двигателя (см. рис. 10.5) и дизеля (см. рис. 10.6), то видно, что кривая N_e дизеля круче, следовательно, дизель обладает большей приемистостью.

Способность двигателя с ростом внешней нагрузки сохранять частоту вращения коленчатого вала называется его *самоприспособляемостью* (*эластичностью*).

Например, затяжной подъем на прямой передаче преодолевают два автомобиля, двигатели которых обладают разными скоростными характеристиками. Двигатель того автомобиля, который при преодолении подъема сможет дольше двигаться без перехода на пониженную передачу, и будет обладать более высокой самоприспособляемостью. Самоприспособляемость двигателя к изменению внешней нагрузки оценивается коэффициентом самоприспособляемости:

$$\psi = M_{к\max} / M_{к\text{ном}}$$

где $M_{к\max}$ — максимальный крутящий момент; $M_{к\text{ном}}$ — номинальный крутящий момент (при номинальной частоте вращения коленчатого вала).

Большие значения ψ свидетельствуют о лучшей самоприспособляемости двигателя.

Учитывая пологий характер кривой $M_k = f(n)$ дизеля (см. рис. 10.6) и более крутой карбюраторного двигателя (см. рис. 10.5), допустим, что номинальная частота вращения коленчатого вала и значения $M_{к\text{ном}}$ для обоих двигателей равны (рис. 10.8).

Обозначим момент сопротивления движению, прилагаемый че-

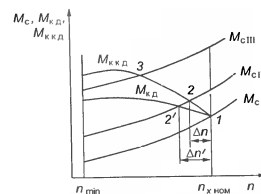


Рис. 10.8. Самоприспособляемость двигателей к изменению внешней нагрузки: $M_{сш.1}$, $M_{сш.2}$, $M_{сш.3}$ — моменты сопротивления; $M_{к.д.1}$ и $M_{к.д.2}$ — крутящие моменты карбюраторного двигателя и дизеля соответственно; 1, 2, 2', 3 — точки равновесия состояний; Δn и $\Delta n'$ — диапазоны изменения частоты вращения коленчатого вала при самоприспособляемости двигателя

рез трансмиссию к маховику двигателя M_c . Если $M_c = M_{c0}$, то автомобиль движется с постоянной скоростью (кривая M_{c1} , точка 1).

Допустим, что сопротивление, не изменяя своего характера, увеличивается (кривая M_{c11}). Очевидно, что частота вращения коленчатого вала будет уменьшаться. Однако у карбюраторного двигателя n уменьшится на Δn , а у дизеля на $\Delta n'$ до нового равенства моментов M_c и M_k (точка 2 и 2'). При этом частота вращения коленчатого вала дизеля снизится больше, чем карбюраторного.

При увеличении момента сопротивления (кривая M_{c111}) карбюраторный двигатель будет продолжать работать с более низкой частотой вращения коленчатого вала, так как равенство моментов M_c и M_k определится в точке 3, а дизель остановится, так как значение M_c в данном случае больше $M_{k, \text{н.п.}}$.

Таким образом, самоприспособляемость дизеля к изменению внешней нагрузки хуже. Для устранения этого недостатка увеличивают размеры цилиндра, что приводит к увеличению крутящего момента, а также применяют всережимные регуляторы частоты вращения коленчатого вала.

10.3.4. Частичные скоростные характеристики

Частичных скоростных характеристик может быть снято столько, сколько найдется положений для дроссельной заслонки или рейки ТНВД. При этом надо иметь в виду, что степень открытия дроссельной заслонки (величины подачи топлива) непропорциональна получаемой мощности. Разница между ними увеличивается с уменьшением частоты вращения коленчатого вала.

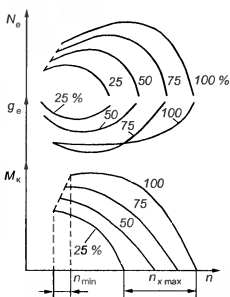


Рис. 10.9. Частичные скоростные характеристики карбюраторного двигателя

на 10.9 показаны частичные скоростные характеристики карбюраторного двигателя.

Каждое положение дроссельной заслонки при эксплуатации соответствует определенной нагрузке, поэтому на частичных скоростных характеристиках эти положения отмечаются в процентах от максимального открытия (полностью открытый дроссель соответствует 100 % развиваемой двигателем мощности или 100 % преодолеваемой нагрузке).

К особенностям частичных скоростных характеристик карбюраторного двигателя следует отметить:

- более резкое падение крутящего момента при более прикрытых положениях дроссельной заслонки, что соответствует малым нагрузкам, т. е. ухудшение самоприспособляемости карбюраторных двигателей на частичных нагрузках;
- ухудшение экономичности работы на большинстве частичных нагрузок.

На рис. 10.10 показаны частичные скоростные характеристики дизеля.

Так как в дизелях максимальные и минимальные значения частоты вращения коленчатого вала ограничиваются регуляторами, то и частичные характеристики находятся в диапазоне этих частот. С изменением положения рейки ТНВД в сторону уменьшения подачи топлива (что соответствует меньшим значениям нагрузок) характер кривых показателей работы двигателя почти не изменяется. Для дизелей сохраняется крутое изменение мощности по частичным характеристикам и пологое изменение крутящего момента, что соответствует улучшенной приемистости и худшей самоприспособляемости по изменению внешней нагрузки.

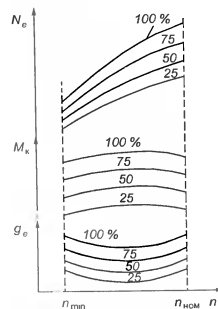


Рис. 10.10. Частичные скоростные характеристики дизеля

10.3.5. Характеристики холостого хода

Характеристики холостого хода служат для определения максимальных и минимальных значений частот вращения коленчатого вала на холостом ходу. Так как на холостом ходу эффективная мощность и крутящий момент не развиваются, то такая характеристика может быть представлена только в виде изменения часового расхода в зависимости от частоты вращения коленчатого вала.

Являясь частным случаем скоростных характеристик, характеристики холостого хода отличаются условиями снятия. Так, независимой переменной величиной здесь является не только частота вращения коленчатого вала, но и положение органа изменения подачи топлива (смеси).

Постоянными величинами являются:

$$M_k = 0; N_e = 0; p_c = 0; g_e \rightarrow \infty.$$

Зависимая переменная величина — часовой расход топлива.

На рис. 10.11 показаны характеристики холостого хода для карбюраторного двигателя и дизеля одинакового характера, за исключением того, что диапазон частот характеристики холостого хода дизеля уже, чем карбюраторного.

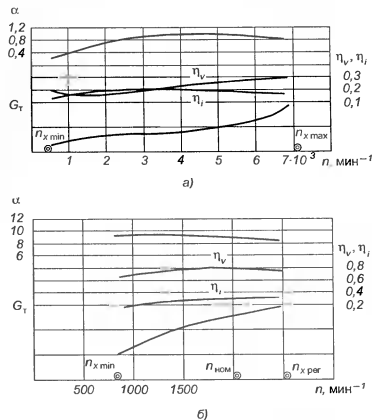


Рис. 10.11. Характеристики холостого хода — зависимости изменений параметров η и часового расхода топлива: а — карбюраторного двигателя; б — дизеля

Характеристика холостого хода используется для регулировки системы холостого хода карбюраторов, установки упора минимального натяжения пружины регулятора частоты вращения коленчатого вала.

10.4. Регулировочные характеристики

Целью получения регулировочной характеристики является регулировка узла, агрегата, элементов систем и т. д. Поэтому существует большое множество регулировочных характеристик. Наиболее часто

используются регулировочные характеристики по составу смеси и углу опережения зажигания.

10.4.1. Регулировочная характеристика по составу смеси

Регулировочная характеристика по составу смеси служит для определения влияния состава смеси на основные показатели работы двигателя и определения данных для регулировки главного дозирующего устройства карбюратора.

Условия получения регулировочной характеристики по составу смеси:

- независимая переменная величина — состав смеси или часовой расход топлива;
- постоянные величины — положение дроссельной заслонки и частота вращения коленчатого вала;
- зависимые переменные величины — эффективная мощность, удельный расход топлива.

Часовой расход топлива здесь может использоваться как независимая переменная величина, так как он согласно уравнению (10.5) при постоянной частоте вращения коленчатого вала находится в обратной зависимости от α .

Так как полнота сгорания горючей смеси обеспечивается при α от 1,05 до 1,15, а максимальная мощность при α от 0,8 до 0,9, то очевидно, что не возможно получить максимальную мощность и экономичную работу двигателя при одном и том же составе смеси (рис. 10.12).

Серия регулировочных характеристик при различных нагрузках и скоростных режимах позволяет получить исходную информацию для регулировки дозирующих устройств карбюратора.

Коэффициент избытка воздуха изменяется в соответствии с изменением часового расхода, так как при постоянной частоте вращения коленчатого вала и неизменном положении дроссельной заслонки часовой расход воздуха изменяется очень мало. С ростом часового расхода топлива коэффициент избытка воздуха уменьшается. Изменение G_t достигается изменением проходного сечения жиклера.

Очевидно, что пределы рациональной регулировки карбюратора соответствуют значениям часового расхода топлива, соответствующим незаштрихованной области регулировочных характеристик и ограниченной значениями $N_{e \max}$ и $g_{e \min}$. Требуемый расход топлива (диаметр жиклера ГДС) определяется значением, соответствующим середине этой области.

Сечение жиклера ГДС на максимальную мощность или на минимальный удельный расход топлива не определяется, так как в

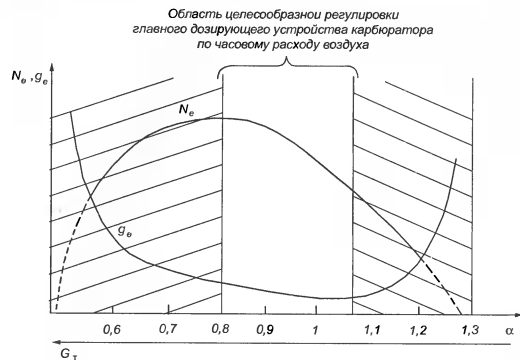


Рис. 10.12. Регулировочная характеристика по составу смеси

этом случае существует опасность перехода двигателя в область работы, где мощность уменьшается, а удельный расход топлива увеличивается. Такая ситуация возможна (ей соответствуют заштрихованные зоны регулировочных характеристик) при подборе жиклера по крайним точкам незаштрихованной зоны и дальнейшем его износе.

10.4.2. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания

Угол опережения зажигания, соответствующий максимальной мощности и минимальному удельному расходу топлива, считается наилучшим. Для определения наилучшего угла опережения зажигания на данном режиме работы двигателя служат регулировочные характеристики по углу опережения зажигания.

Условия получения характеристики:

- независимая переменная величина — угол опережения зажигания $\varphi_{0,3}$
- постоянная величина — частота вращения коленчатого вала и положение дроссельной заслонки;
- зависимые переменные величины — эффективная мощность, удельный и часовой расходы топлива.

Изменение основных параметров цикла и показателей работы двигателя показаны на рис. 10.13.

Коэффициент наполнения η_v постоянен, так как постоянны частота вращения коленчатого вала и положение дроссельной заслонки.

Коэффициент избытка воздуха α почти постоянен, так как количество поступающего топлива и воздуха постоянны.

Индикаторный КПД η_i имеет пониженные значения при раннем зажигании, так как в этом случае резко повышается давление и температура в конце процесса сжатия, возникает детонация, растут потери через неплотности. Индикаторный КПД уменьшается и при позднем зажигании, так как в этом случае процесс сгорания накладывается на процесс расширения, теплота передается отработавшим газам и, следовательно, уменьшается индикаторная работа. Таким образом, в обоих случаях потери тепла возрастают. Наибольшие же значения η_i соответствуют наилучшему углу опережения зажигания.

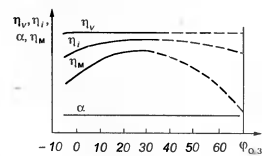
Наибольшие значения механического КПД также соответствуют наилучшему значению $\varphi_{0,3}$. Таким образом, изменение основных показателей работы двигателей по углу опережения зажигания определяется характером регулировочных характеристик η_i и η_m .

Максимальная мощность и минимальный удельный расход топлива согласно уравнений (10.1) и (10.4) будут иметь место при максимальных значениях η_i и η_m .

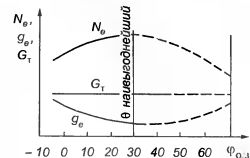
Характеристики по углу опережения зажигания служат единственным средством для определения параметров центробежного и вакуумного регуляторов опережения зажигания.

Контрольные вопросы

1. Что такое установившийся режим работы двигателя?
2. В чем состоит методика исследования характеристик ДВС?
3. Что такое нагрузочная характеристика двигателя?



а)



б)

Рис. 10.13. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания: а — зависимости изменений основных параметров цикла; б — зависимости изменений показателей работы двигателя

4. Какие условия надо соблюдать при получении нагрузочных характеристик?
5. Какие параметры цикла влияют на изменение удельного расхода топлива по нагрузочной характеристике?
6. Какие характерные точки имеются на нагрузочной характеристике дизеля?
7. Что оценивают нагрузочные характеристики и где их используют?
8. Что такое скоростная характеристика двигателя?
9. Для чего используются скоростные характеристики?
10. Какие условия надо соблюдать при получении скоростных характеристик?
11. Назовите виды скоростных характеристик. Чем они отличаются?
12. Какие характерные точки имеются на скоростной характеристике?
13. Что такое номинальная частота вращения?
14. Почему при эксплуатации дизеля используют только часть их скоростных характеристик?
15. Что такое зоны дымления дизеля по нагрузочной и скоростной характеристикам и каковы причины возникновения этих зон?
16. Что такое приемистость и самоприспособляемость двигателя?
17. Что такое коэффициент самоприспособляемости?
18. Почему дизель обладает лучшей приемистостью, а карбюраторный двигатель — лучшей самоприспособляемостью?
19. В чем особенности частичных характеристик карбюраторного двигателя и дизеля?
20. Почему характеристики холостого хода являются частным случаем скоростных характеристик?
21. Для чего используют регулировочные характеристики?
22. Каковы условия получения регулировочных характеристик по составу смеси и по углу опережения зажигания?

Глава 11

КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) является основным механизмом поршневого ДВС, который воспринимает и передает значительные по величине нагрузки. Поэтому расчет прочности КШМ имеет важное значение. В свою очередь расчеты многих деталей двигателя зависят от кинематики и динамики КШМ. Кинематический анализ КШМ устанавливает законы движения его звеньев, в первую очередь поршня и шатуна.

Для упрощения исследования КШМ будем считать, что кривошип кривошипного вала вращается равномерно, т. е. с постоянной угловой скоростью.

11.1. Типы КШМ

В поршневых ДВС применяются три типа КШМ:

- центральный (аксиальный);
- смешанный (дезаксиальный);
- с прицепным шатуном.

В центральном КШМ ось цилиндра пересекается с осью коленчатого вала (рис. 11.1).

Угловая скорость рассчитывается по формуле

$$\omega = \pi n / 30.$$

Важным конструктивным параметром КШМ является отношение радиуса кривошипа к длине шатуна:

$$\lambda = R / L.$$

Установлено, что с уменьшением λ (за счет увеличения L) происходит снижение инерционных и нормальных сил. При этом увеличивается высота двигателя и его масса, поэтому в автомобильных двигателях принимают λ от 0,23 до 0,3.

Значения λ для некоторых автомобильных и тракторных двигателей приведены в табл. 11.1.

Таблица 11.1. Значения параметра λ для различных двигателей

Двигатель	λ
ВАЗ-2106	0,295
ЗИЛ-130	0,257
Д-20	0,280
СМД-14	0,28
ЯМЗ-240	0,264
КамАЗ-740	0,2167

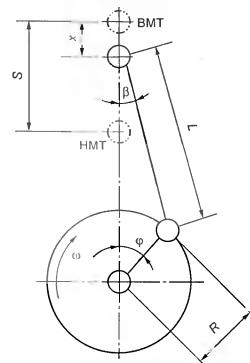


Рис. 11.1. Схема центрального КШМ: φ — текущий угол поворота коленчатого вала; β — угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра (при отклонении шатуна в направлении вращения кривошипа угол β считается положительным, в противоположном направлении — отрицательным); S — ход поршня; R — радиус кривошипа; L — длина шатуна; x — перемещение поршня; ω — угловая скорость коленчатого вала

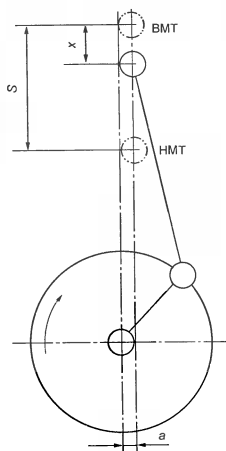


Рис. 11.2. Схема дезаксиального КШМ

В дезаксиальном КШМ (рис. 11.2) ось цилиндра не пересекает ось коленчатого вала и смещена относительно ее на расстояние a .

Дезаксиальные КШМ имеют относительно центральных КШМ некоторые преимущества:

- увеличенное расстояние между коленчатым и распределительным валами, в результате чего увеличивается пространство для перемещения нижней головки шатуна;
- более равномерный износ цилиндров двигателя;
- при одинаковых значениях R и λ больше ход поршня, что способствует снижению содержания токсичных веществ в отработавших газах двигателя;
- увеличенный рабочий объем двигателя.

На рис. 11.3 показан КШМ с прицепным шатуном. Шатун, который шарнирно соединен непосредственно с шейкой коленчатого вала, называется главным, а шатун, который соединен с главным посредством пальца, расположенного на его головке, называется прицепным. Такая схема КШМ применяется на двигателях с большим числом цилиндров, когда хотят уменьшить длину двигателя. Поршни, соединенные с главным и прицепным шатуном

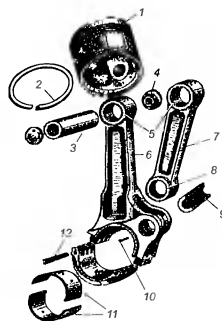


Рис. 11.3. КШМ с прицепным шатуном: 1 — поршень; 2 — компрессионное кольцо; 3 — поршневый палец; 4 — заглушка поршневого пальца; 5 — втулка верхней головки шатуна; 6 — главный шатун; 7 — прицепный шатун; 8 — втулка нижней головки прицепного шатуна; 9 — палец крепления прицепного шатуна; 10 — установочный штифт; 11 — вкладыши; 12 — конический штифт

имеют не одинаковый ход, так как ось кривошипной головки прицепного шатуна при работе описывает эллипс, большая полуось которого больше радиуса кривошипа. В V-образном двенадцатицилиндровом двигателе Д-12 разница в ходе поршней составляет 6,7 мм.

11.2. Кинематика центрального КШМ

При кинематическом анализе КШМ считается, что угловая скорость коленчатого вала постоянна. В задачу кинематического расчета входит определение перемещения поршня, скорости его движения и ускорения.

11.2. 1. Перемещение поршня

Перемещение поршня в зависимости от угла поворота кривошипа для двигателя с центральным КШМ рассчитывается по формуле

$$x = R[(1 - \cos \varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)]. \quad (11.1)$$

Анализ уравнения (11.1) показывает, что перемещение поршня можно представить как сумму двух перемещений:

x_1 — перемещение первого порядка, соответствует перемещению поршня при бесконечно длинном шатуне ($L = \infty$ при $\lambda = 0$):

$$x_1 = R(1 - \cos \varphi);$$

x_2 — перемещение второго порядка, представляет собой поправку на конечную длину шатуна:

$$x_2 = R(\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi).$$

Величина x_2 зависит от λ . При заданном λ экстремальные значения x_2 будут иметь место, если

$$dx_2/d\varphi = (R\lambda/4)2\sin 2\varphi = 0,$$

т. е. в пределах одного оборота экстремальные значения x_2 будут соответствовать углам поворота (φ) 0; 90; 180 и 270°.

Максимальных значений перемещение достигнет при $\varphi = 90^\circ$ и $\varphi = 270^\circ$, т. е. когда $\cos \varphi = -1$. В этих случаях действительное перемещение поршня составит

$$x = x_1 + x_2 = R + (\lambda R/2).$$

Величина $\lambda R/2$, называется поправкой Брикса и является поправкой на конечную длину шатуна.

На рис. 11.4 показана зависимость перемещения поршня от угла поворота коленчатого вала. При повороте кривошипа на 90° поршень проходит больше половины своего хода. Это объясняется тем, что при повороте кривошипа от ВМТ до НМТ поршень движется под действием перемещения шатуна вдоль оси цилиндра и отклонения его от этой оси. В первой четверти окружности (от 0 до 90°) шатун одновременно с перемещением к коленчатому валу отклоняется от оси цилиндра, причем оба перемещения шатуна соответствуют движению поршня в одном направлении, и поршень проходит больше половины своего пути. При движении кривошипа во второй четверти окружности (от 90 до 180°) направления движения шатуна и поршня не совпадают, поршень проходит наименьший путь.

Перемещение поршня для каждого из углов поворота может быть определено графическим путем, которое получило название метод Брикса. Для этого из центра окружности радиусом $R = S/2$ откладывается в сторону НМТ поправка Брикса, находится новый центр O_1 . Из центра O_1 через определенные значения φ (например, через каждые 30°) проводят радиус-вектор до пересечения с окружностью. Проекция точек пересечения на ось цилиндра (линия ВМТ—НМТ) дают искомые положения поршня при данных значениях угла φ . Использование современных автоматизированных вычислительных средств позволяет быстро получить зависимость $x = f(\varphi)$.

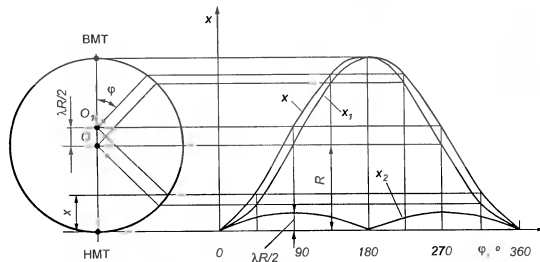


Рис. 11.4. Зависимость перемещения поршня и его составляющих от угла поворота коленчатого вала

11.2.2. Скорость поршня

Производная перемещения поршня — уравнение (11.1) по времени вращения дает скорость перемещения поршня:

$$V = dx/dt = (dx/d\varphi)(d\varphi/dt) = R\omega[\sin \varphi + (\lambda/2) \sin 2\varphi]. \quad (11.2)$$

Аналогично перемещению поршня скорость поршня может быть представлена также в виде двух составляющих:

$$V = V_1 + V_2,$$

где V_1 — составляющая скорости поршня первого порядка:

$$V_1 = R\omega \sin \varphi;$$

V_2 — составляющая скорости поршня второго порядка:

$$V_2 = R\omega \lambda \sin 2\varphi/2.$$

Составляющая V_2 представляет собой скорость поршня при бесконечно длинном шатуне. Составляющая V_1 является поправкой к скорости поршня на конечную длину шатуна. Зависимость изменения скорости поршня от угла поворота коленчатого вала показана на рис. 11.5.

Максимальные значения скорость достигает при углах поворота коленчатого вала меньше 90° и больше 270° . Точное значение этих углов зависит от величин λ . Для λ от $0,2$ до $0,3$ максимальные скорости поршня соответствуют углам поворота коленчатого вала $\varphi_{i, \max}$ от 70 до 80° и $\varphi_{i, \max}$ от 280 до 287° .

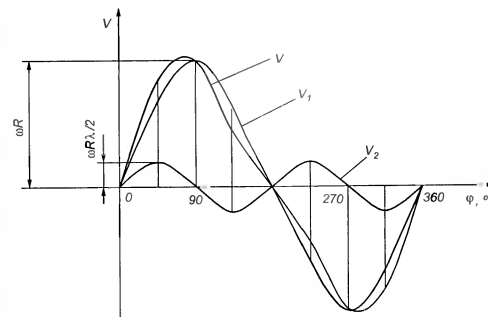


Рис. 11.5. Зависимость скорости поршня от угла поворота коленчатого вала

Средняя скорость поршня рассчитывается следующим образом:

$$V_{cp} = Sn/30 = 2R\pi n/30 = 2R\omega/\pi.$$

Средняя скорость поршня в автомобильных двигателях обычно находится в пределе от 8 и до 15 м/с. Значение максимальной скорости поршня с достаточной точностью может быть определено как

$$V_{max} = 1,62V_{cp} = 1,62Sn/30.$$

11.2.3. Ускорение поршня

Ускорение поршня определяется как первая производная скорости по времени или как вторая производная перемещения поршня по времени:

$$j = dV/dt = (dV/d\varphi)(d\varphi/dt) = R\omega^2(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (11.3)$$

где $R\omega^2 \cos\varphi$ и $R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi$ — гармонические составляющие первого и второго порядка ускорения поршня соответственно j_1 и j_2 . При этом первая составляющая выражает ускорение поршня при бесконечно длинном шатуне, а вторая составляющая — поправку ускорения на конечную длину шатуна.

Зависимости изменения ускорения поршня и его составляющих от угла поворота коленчатого вала показаны на рис. 11.6.

Ускорение достигает максимальных значений при положении поршня в ВМТ, а минимальных — в НМТ или около НМТ. Эти изменения кривой j на участке от 180 до $\pm 45^\circ$ зависят от величины λ .

При $\lambda > 0,25$ кривая j имеет вогнутую форму в сторону оси φ (седло), и ускорение достигает минимальных значений дважды. При $\lambda = 0,25$ кривая ускорения выпуклая, и ускорение достигает наибольшего отрицательного значения только один раз. Максимальные ускорения поршня в автомобильных ДВС $10\,000$ м/с². Кинематика дезаксиального КШМ и КШМ с прицепным шатуном несколько отличается от кинематики центрального КШМ и в настоящем издании не рассматривается.

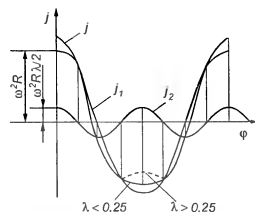


Рис. 11.6. Зависимости изменения ускорения поршня и его составляющих от угла поворота коленчатого вала

11.3. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра

Отношение хода поршня S к диаметру цилиндра D является одним из основных параметров, который определяет размеры и массу двигателя. В автомобильных двигателях значения S/D от 0,8 до 1,2. Двигатели с $S/D > 1$ называются длинноходными, а с $S/D < 1$ — короткоходными. Данное отношение непосредственно влияет на скорость поршня, а значит и мощность двигателя. С уменьшением значения S/D очевидны следующие преимущества:

- уменьшается высота двигателя;
- за счет уменьшения средней скорости поршня снижаются механические потери и уменьшается износ деталей;
- улучшаются условия размещения клапанов и создаются предпосылки для увеличения их размеров;
- появляется возможность увеличения диаметра коренных и шатунных шеек, что повышает жесткость коленчатого вала.

Однако есть и отрицательные моменты:

- увеличивается длина двигателя и длина коленчатого вала;
- повышаются нагрузки на детали от сил давления газа и от сил инерции;
- уменьшается высота камеры сгорания и ухудшается ее форма, что в карбюраторных двигателях приводит к повышению склонности к детонации, а в дизелях — к ухудшению условий смесеобразования.

Целесообразным считается уменьшение значения S/D при повышении быстроходности двигателя. Особенно это выгодно для V-образных двигателей, где увеличение короткоходности позволяет получить оптимальные массовые и габаритные показатели.

Значения S/D для различных двигателей:

- карбюраторные двигатели — 0,7–1;
- дизели средней быстроходности — 1,0–1,4;
- быстроходные дизели — 0,75–1,05.

При выборе значений S/D следует учитывать, что силы, действующие в КШМ, в большей степени зависят от диаметра цилиндра и в меньшей — от хода поршня.

Контрольные вопросы

1. Что такое дезаксиальный КШМ, какие преимущества он имеет перед центральным КШМ?
2. Почему при повороте кривошипа на 90° поршень проходит больше половины своего хода?

3. При каких углах поворота кривошипа скорость поршня максимальна? От чего зависят эти углы?
4. На что влияет уменьшение отношения хода поршня к диаметру цилиндра?
5. В каком случае двигатель считается короткоходным?

Глава 12 ДИНАМИКА КШМ

При работе двигателя в КШМ действуют силы и моменты, которые не только воздействуют на детали КШМ и другие узлы, но и вызывают неравномерность хода двигателя.

К таким силам относятся:

- сила давления газов уравнивается в самом двигателе и на его опоры не передается;
- сила инерции приложена к центру возвратно-поступательно движущихся масс и направлена вдоль оси цилиндра, через подшипники коленчатого вала воздействует на корпус двигателя, вызывая его вибрацию на опорах в направлении оси цилиндра;
- центробежная сила от вращающихся масс направлена по кривошипу в средней его плоскости, воздействуя через опоры коленчатого вала на корпус двигателя, вызывает колебания двигателя на опорах в направлении кривошипа.

Кроме того, возникают такие силы, как давление на поршень со стороны картера, и силы тяжести КШМ, которые не учитываются в виду их относительно малой величины.

Все действующие в двигателе силы взаимодействуют с сопротивлением на коленчатом валу, силами трения и воспринимаются опорами двигателя. В течение каждого рабочего цикла (720° — для четырехтактного и 360° для двухтактного двигателей) силы, действующие в КШМ, непрерывно меняются по величине и направлению и для установления характера изменения данных сил от угла поворота коленчатого вала их определяют через каждые 10 – 30° для определенных положений коленчатого вала.

12.1. Силы давления газов

Силы давления газов действуют на поршень, стенки и головку цилиндра. Для упрощения динамического расчета силы давления газов заменяются одной силой, направленной по оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца.

Данную силу определяют для каждого момента времени (угла поворота коленчатого вала φ) по индикаторной диаграмме, полученной на основании теплового расчета или снятой непосредственно с двигателя с помощью специальной установки. На рис. 12.1 показаны развернутые индикаторные диаграммы сил, действующих в КШМ, в частности изменение силы давления газов (P_g) от величины угла поворота коленчатого вала.

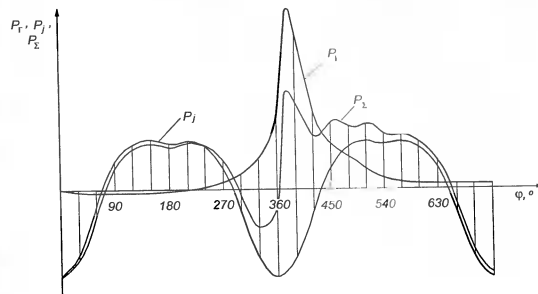


Рис. 12.1. Развернутые индикаторные диаграммы сил, действующих в КШМ

12.2. Силы инерции

Для определения сил инерции, действующих в КШМ, необходимо знать массы перемещающихся деталей. Для упрощения расчета массы движущихся деталей заменим системой условных масс, эквивалентных реально существующим массам. Такая замена называется приведением масс.

12.2.1. Приведение масс деталей КШМ

По характеру движения массы деталей КШМ можно разделить на три группы:

- детали, движущиеся возвратно-поступательно (поршневая группа и верхняя головка шатуна);
- детали, совершающие вращательное движение (коленчатый вал и нижняя головка шатуна);
- детали, совершающие сложное плоско-параллельное движение (стержень шатуна).

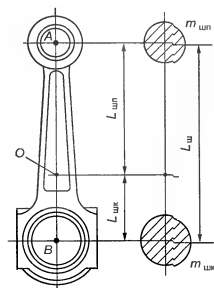


Рис. 12.2. Приведение масс шатуна

Массу поршневой группы (m_p) считают сосредоточенной на оси поршневого пальца в точке A (рис. 12.2).

Массу шатунной группы заменяют двумя массами: $m_{шп}$ — сосредоточена на оси поршневого пальца в точке A , $m_{шк}$ — на оси кривошипа в точке B . Значения этих масс находят по формулам:

$$m_{шп} = (L_{шк}/L_{ш})m_{ш}; \quad m_{шк} = (L_{шп}/L_{ш})m_{ш},$$

где $L_{ш}$ — длина шатуна; $L_{шк}$ — расстояние от центра кривошипной головки до центра тяжести шатуна.

Для большинства существующих двигателей $m_{шп}$ находится в пределе от 0,2 $m_{ш}$ до 0,3 $m_{ш}$, а $m_{шк}$ от 0,7 $m_{ш}$ до 0,8 $m_{ш}$.

Величина $m_{ш}$ может быть определена через конструктивную массу (табл. 12.1), полученную на основании статистических данных.

Массу кривошипа заменяют двумя массами, сосредоточенными на оси кривошипа в точке B (m_k) и на оси коренной шейки в точке O (m_o) (рис. 12.3).

Масса коренной шейки с частью шек, расположенных симметрично относительно оси вращения, является уравновешенной. Неуравновешенные массы кривошипа заменяют одной приведенной массой с соблюдением условия равенства центробежной силы инерции действительной массы центробежной силе приведенной массы. Эквивалентную массу приводят к радиусу кривошипа R и обозначают m_k .

Массу шатунной шейки $m_{шш}$ с прилегающими частями шек принимают сосредоточенной посередине оси шейки, и так как центр тяжести ее удален от оси вала на расстояние равное R , приведение

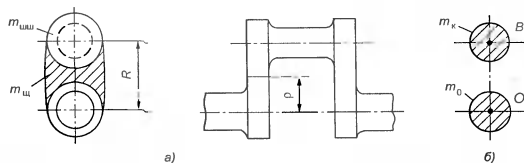


Рис. 12.3. Приведение масс кривошипа: а — реальная; б — эквивалентная

этой массы не требуется. Массу шейки $m_{шк}$ с центром тяжести на расстоянии ρ от оси коленчатого вала заменяют приведенной массой $m_{ш}$, расположенной на расстоянии R от оси коленчатого вала.

Приведенная масса всего кривошипа определяется суммой приведенных масс шатунной шейки и шек:

$$m_k = m_{шш} + 2m_{шк}\rho/R$$

При проектировании двигателей величиной m_k может быть получена через конструктивные массы кривошипа m'_k (см. табл. 12.1). У современных короткоходных двигателей величина $m_{ш}$ мала по сравнению с $m_{шш}$ и ею можно пренебречь.

Таблица 12.1. Значения конструктивных масс КШМ, кг/м²

Элемент КШМ	Карбюраторные двигатели с D от 60 до 100 мм	Дизели с D от 80 до 120 мм
Поршневая группа ($m'_p = m_{шп} / F_{ш}$)		
Поршень из алюминиевого сплава	80–50	150–300
Чугунный поршень	150–250	250–400
Шатун ($m'_k = m_{ш} / F_{ш}$)		
Шатун	100–200	250–400
Неуравновешенные части одного колена коленчатого вала без противовесов ($m'_k = m_k / F_{ш}$)		
Стальной ковкий коленчатый вал со сплошными шейками	150–200	200–400
Чугунный литой коленчатый вал с полыми шейками	100–200	150–300

Примечания.

1. При использовании табл. 12.1 следует учитывать, что большие значения m' соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра.
2. Уменьшение S/D снижает $m'_ш$ и m'_k .
3. V-образным двигателям с двумя шатунами на шейке соответствуют большие значения m'_k .

Таким образом, система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная КШМ, состоит из массы m_A , сосредоточенной в точке A и совершающей возвратно-поступательное движение:

$$m_A = m_p + m_{шп}$$

и массы m_B , сосредоточенной в точке B и имеющей вращательное движение:

$$m_B = m_k + 2m_{шк}.$$

В V-образных двигателях со сдвоенным КШМ $m_B = m_k + 2m_{шк}$.

При динамическом расчете двигателя значения m_n и m_w определяются по данным прототипов или рассчитываются. Значения же $m_{шш}$ и $m_{ш}$ определяются исходя из размеров кривошипа и плотности материала коленчатого вала. Для приближенного определения значения m_n , m_w и m_c можно использовать конструктивные массы:

$$m' = m/F_n,$$

где $F_n = \pi D^2/4$.

12.2.2. Определение сил инерции

Силы инерции, действующие в КШМ, в соответствии с характером движения приведенных масс, делятся на силы инерции поступательно движущихся масс P_j и центробежные силы инерции вращающихся масс P_c .

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс может быть определена по формуле

$$P_j = -m_A R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (12.1)$$

Знак минус указывает на то, что сила инерции направлена в сторону противоположную ускорению. Ее можно рассматривать, как состоящую из двух сил (аналогично ускорению).

Первая составляющая

$$P_{j1} = -m_A R \omega^2 \cos \varphi \quad (12.2)$$

— сила инерции первого порядка.

Вторая составляющая

$$P_{j2} = -m_A R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi \quad (12.3)$$

— сила инерции второго порядка.

Таким образом,

$$P_j = P_{j1} + P_{j2}.$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс постоянна по величине и направлена от оси коленчатого вала. Ее величина определяется по формуле

$$P_c = -m_B R \omega^2. \quad (12.4)$$

Полное представление о нагрузках, действующих в деталях КШМ, может быть получено лишь в результате совокупности действия различных сил, возникающих при работе двигателя.

12.3. Суммарные силы, действующие в КШМ

Рассмотрим работу одноцилиндрового двигателя. Силы, действующие в одноцилиндровом двигателе, показаны на рис. 12.4. В КШМ действуют сила давления газов P_g , сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j и центробежная сила P_c . Силы P_g и P_j приложены к поршню и действуют по его оси. Сложив эти две силы, получим суммарную силу, действующую по оси цилиндра:

$$P = P_j + P_g. \quad (12.5)$$

Перемещенная сила P в центр поршневго пальца раскладывается на две составляющие:

$$P_{ш} = P(1/\cos \beta) \quad (12.6)$$

— сила, направленная по оси шатуна;

$$P_N = P \operatorname{tg} \beta \quad (12.7)$$

— сила, перпендикулярная стенке цилиндра.

Сила P_N воспринимается боковой поверхностью стенки цилиндра и обуславливает износ поршня и цилиндра. Она считается положительной, если создаваемый ею момент относительно оси коленчатого вала направлен противоположно направлению вращения вала двигателя.

Сила $P_{ш}$ считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если растягивает его.

Сила $P_{ш}$, приложенная к шатунной шейке ($P'_{ш}$), раскладывается на две составляющие:

$$T = P \sin(\varphi + \beta)/\cos \beta \quad (12.8)$$

— тангенциальную силу, касательную к окружности радиуса кривошипа;

$$Z = P \cos(\varphi + \beta)/\cos \beta \quad (12.9)$$

— нормальную силу (радиальную), направленную по радиусу кривошипа.

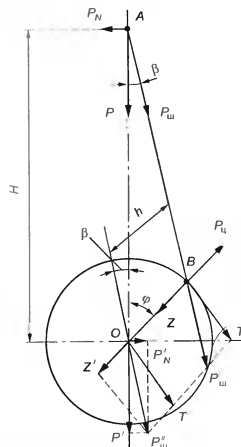


Рис. 12.4. Силы, действующие в КШМ одноцилиндрового двигателя

Сила Z считается положительной, если она сжимает щеки кривошипа. Сила T считается положительной, если направление создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

По величине T определяют индикаторный крутящий момент отного цилиндра:

$$M_{ки} = TR = PR \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (12.10)$$

Нормальная и тангенциальная силы, перенесенные в центр коленчатого вала (Z' и T'), образуют равнодействующую силу $P'_{ш}$, которая параллельна и равна по величине силе $P_{ш}$. Сила $P'_{ш}$ нагружает коренные подшипники коленчатого вала. В свою очередь силу $P'_{ш}$ можно разложить на две составляющие: силу P'_N , перпендикулярную к оси цилиндра, и силу P'_T , действующую по оси цилиндра. Силы P'_N и P'_T образуют пару сил, момент которой называется опрокидывающим. Его величина определяется по формуле

$$M_{опр} = -P'_N H = -P H \operatorname{tg} \beta. \quad (12.11)$$

Данный момент равен индикаторному крутящему моменту и направлен в противоположную ему сторону:

$$M_{опр} = -P_N H = HP'_{ш} \sin \beta = -P'_{ш} \sin \beta (h / \sin \beta) = -P'_{ш} h.$$

Так как $h = R \sin(\varphi + \beta)$, то

$$M_{опр} = -P'_{ш} \sin(\varphi + \beta) R = -TR = -M_{ки}. \quad (12.12)$$

Крутящий момент передается через трансмиссию ведущим колесам, а опрокидывающий момент воспринимается опорами двигателя. Сила P' равна силе P , и аналогично последней ее можно представить как

$$P' = P'_r + P'_t.$$

Составляющая P'_r уравновешивается силой давления газов, приложенной к головке цилиндра, а P'_t является свободной неуравновешенной силой, передающейся на опоры двигателя.

Центробежная сила инерции прикладывается к шатунной шейке кривошипа и направлена в сторону от оси коленчатого вала. Она так же как и сила P'_t является неуравновешенной и передается через коренные подшипники на опоры двигателя.

12.3.1. Силы, действующие на шейки коленчатого вала

На шатунную шейку действуют радиальная сила Z , тангенциальная сила T и центробежная сила $P_{ц}$ от вращающейся массы шатуна. Силы Z и $P_{ц}$ направлены по одной прямой, поэтому их равнодействующая

$$Z'' = Z + P_{ц}$$

или

$$Z'' = (P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta) - m_{шк} R \omega^2. \quad (12.13)$$

Здесь $P_{ц}$ определяется не как $P_{ц} = -m_{ш} R \omega^2$, а как $P_{ц} = -m_{шк} R \omega^2$, поскольку речь идет о центробежной силе только шатуна, а не всего кривошипа.

Равнодействующая всех сил, действующих на шатунную шейку, рассчитывается по формуле

$$R_{ш} = \sqrt{(Z'')^2 + T^2}. \quad (12.14)$$

Действие силы $R_{ш}$ вызывает износ шатунной шейки. Результирующую силу, приложенную к коренной шейке коленчатого вала, находят графическим способом, как силы, передающиеся от двух смежных колен.

12.3.2. Аналитическое и графическое представление сил и моментов

Аналитическое представление сил и моментов, действующих в КШМ, представлено формулами (12.1)–(12.14).

Нагляднее изменение сил, действующих в КШМ в зависимости от угла поворота коленчатого вала, можно представить в качестве развернутых диаграмм, которые используются для расчета деталей КШМ на прочность, оценки износа трущихся поверхностей деталей, анализа равномерности хода и определения суммарного крутящего момента многоцилиндровых двигателей, а также построения полярных диаграмм нагрузок на шейку вала и его подшипники.

Обычно при расчетах строятся две развернутые диаграммы: на одной изображаются зависимости $P_r = f(\varphi)$, $P_t = f(\varphi)$ и $P = f(\varphi)$ (см. рис. 12.1), на другой — зависимости $T = f(\varphi)$ и $Z = f(\varphi)$ (рис. 12.5).

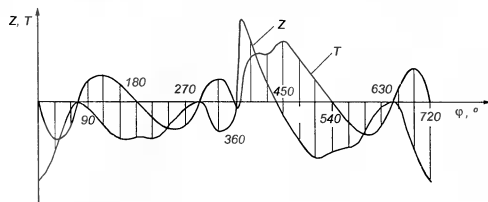


Рис. 12.5. Развернутые диаграммы тангенциальной и реальной сил, действующих в КШМ

Развернутые диаграммы, действующих в КШМ сил, дают возможность сравнительно простым способом определять крутящий момент многоцилиндровых двигателей.

Из уравнения (12.10) следует, что крутящий момент одноцилиндрового двигателя можно выразить как функцию $T = f(\varphi)$. Значение силы T в зависимости от изменения угла поворота значительно изменяется, как видно на рис. 12.5. Очевидно, что и крутящий момент будет изменяться аналогично.

В многоцилиндровых двигателях переменные крутящие моменты отдельных цилиндров суммируются по длине коленчатого вала, в результате чего на конце вала действует суммарный крутящий момент. Значения этого момента можно определить графически. Для этого проекцию кривой $T = f(\varphi)$ на оси абсцисс разбивают на равные отрезки (число отрезков равняется числу цилиндров). Каждый отрезок делят на несколько равных частей (здесь на 8). Для каждой полученной точки абсциссы определяют алгебраическую сумму ординат двух кривых (над абсциссой значения со знаком «+», ниже абсциссы значения со знаком «-»). Полученные значения откладывают соответственно в координатах x , y и полученные точки соединяют кривой (рис. 12.6). Эта кривая и является кривой результирующего крутящего момента за один рабочий цикл двигателя.

Для определения среднего значения крутящего момента подсчитыва-

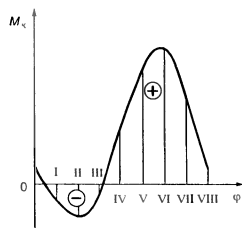


Рис. 12.6. Развернутая диаграмма результирующего крутящего момента за один рабочий цикл двигателя

ется площадь F , ограниченная кривой крутящего момента и осью ординат (выше оси значение положительное, ниже — отрицательное):

$$M_{кв} = (F/L)M_M,$$

где L — длина диаграммы по оси абсцисс; M_M — масштаб.

При известном масштабе тангенциальной силы m_T найдем масштаб крутящего момента $M_M = m_T \cdot R$, R — радиус кривошипа.

Так как при определении крутящего момента не учитывались потери внутри двигателя, то, выражая эффективный крутящий момент через индикаторный, получим

$$M_k = M_{ки} \eta_M,$$

где M_k — эффективный крутящий момент; η_M — механический КПД двигателя.

12.4. Порядок работы цилиндров двигателя в зависимости от расположения кривошипов и числа цилиндров

В многоцилиндровом двигателе расположение кривошипов коленчатого вала должно, во-первых, обеспечивать равномерность хода двигателя, и, во-вторых, обеспечить взаимную уравновешенность сил инерции вращающихся масс и возвратно-поступательно движущихся масс.

Для обеспечения равномерности хода необходимо создать условия для чередования в цилиндрах вспышек через равные интервалы угла поворота коленчатого вала. Поэтому для однорядного двигателя угол φ , соответствующий угловому интервалу между вспышками при четырехтактном цикле рассчитывается по формуле $\varphi = 720^\circ/i$, где i — число цилиндров, а при двухтактном по формуле $\varphi = 360^\circ/i$.

На равномерность чередования вспышек в цилиндрах многорядного двигателя, кроме угла между кривошипами коленчатого вала, влияет и угол γ между рядами цилиндров. Для получения оптимальной равномерности хода n -рядного двигателя этот угол должен быть в l раз меньше угла между кривошипами коленчатого вала, т. е.

$$\gamma = \varphi/n.$$

Тогда угловой интервал между вспышками для четырехтактного двигателя

$$\alpha_{всп} = 720^\circ/ni,$$

для двухтактного

$$\alpha_{всп} = 360^\circ/ni.$$

Для удовлетворения требования уравновешенности необходимо, чтобы число цилиндров в одном ряду и соответственно число кривошипов коленчатого вала было четным, причем кривошипы должны быть расположены симметрично относительно середины коленчатого вала. Симметричное относительно середины коленчатого вала расположение кривошипов называется «зеркальным». При выборе формы коленчатого вала, кроме уравновешенности двигателя и равномерности его хода, учитывают также порядок работы цилиндров.

Оптимальный порядок работы цилиндров, когда очередной рабочий ход происходит в цилиндре, наиболее удаленном от предыдущего, позволяет снизить нагрузки на коренные подшипники коленчатого вала и улучшить охлаждение двигателя.

На рис. 12.7 приведены последовательности работ цилиндров однорядных (а) и V-образных (б) четырехтактных двигателей.

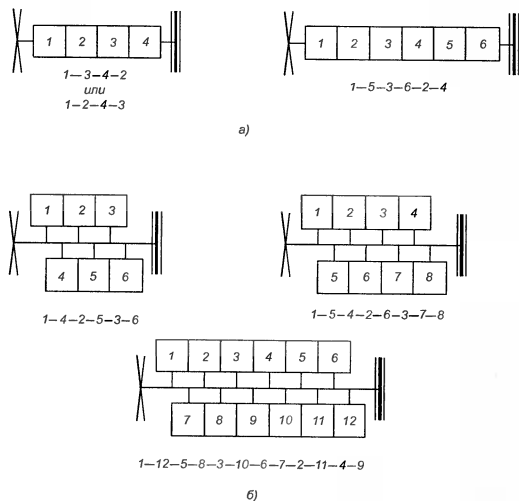


Рис. 12.7. Последовательность работ цилиндров четырехтактных двигателей: а — однорядных; б — V-образных

Контрольные вопросы

1. Какие силы действуют в КШМ во время работы двигателя?
2. Что такое приведение масс деталей КШМ и в чем оно заключается?
3. Как подразделяются силы инерции, действующие в КШМ?
4. Чем определяются силы инерции от возвратно-поступательно движущихся масс? Напишите формулу.
5. От чего зависит центробежная сила инерции вращающихся масс? Напишите формулу.
6. Нарисуйте схему сил, действующих в КШМ одноцилиндрового двигателя.
7. Что обеспечивает равномерность хода в многоцилиндровом двигателе?
8. Какой порядок работы двигателя считается оптимальным?

Глава 13

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

13.1. Силы и моменты, вызывающие неуравновешенность двигателя

Силы и моменты, действующие в КШМ, непрерывно меняются по величине и направлению. При этом, действуя на опоры двигателя, они вызывают вибрацию рамы и всего автомобиля, в результате чего ослабляются крепежные соединения, нарушаются регулировки узлов и механизмов, затрудняется использование контрольно-измерительными приборами, повышается уровень шума.

Данное отрицательное воздействие снижают различными способами, в том числе подбором числа и расположения цилиндров, формы коленчатого вала, а также используя уравновешивающие устройства, начиная от простых противовесов и кончая сложными уравновешивающими механизмами.

Действия, направленные на устранение причин вибраций, т. е. неуравновешенности двигателя, называются уравновешиванием двигателя.

Уравновешивание двигателя сводится к созданию такой системы, в которой равнодействующие силы и их моменты постоянны по величине или равны нулю. Двигатель считается полностью уравновешенным, если при установившемся режиме работы силы и мо-

менты, действующие на его опоры, постоянны по величине и направлению.

У всех поршневых ДВС возникает реактивный момент, противоположный крутящему моменту, который называется опрокидывающим. Его значение определяется по формуле (12.11). Он передается на подмоторную раму, а так как крутящий момент $M_{кр}$ является функцией угла поворота коленчатого вала, то величина опрокидывающего момента $M_{опр}$ переменная. Поэтому абсолютной уравновешенности поршневого ДВС достигнуть невозможно. Однако в зависимости от того, в какой степени устраняются причины, вызывающие неуравновешенность двигателя, различают двигатели полностью уравновешенные, частично уравновешенные и неуравновешенные.

13.1.1. Условия уравновешенности

Уравновешенными считаются такие двигатели, в которых уравновешены все силы и моменты.

Условия уравновешенности двигателя с любым числом цилиндров:

а) результирующие силы первого порядка поступательно движущихся масс и их моменты равны нулю:

$$\sum P_{j1} = 0 \text{ и } \sum M_{j1} = 0;$$

б) результирующие силы инерции второго порядка поступательно движущихся масс и их моменты равны нулю:

$$\sum P_{j2} = 0 \text{ и } \sum M_{j2} = 0;$$

в) результирующие центробежные силы инерции вращающихся масс и их моменты равны нулю:

$$\sum P_{ц} = 0 \text{ и } \sum M_{ц} = 0.$$

Таким образом, решение уравновешивания двигателя сводится к уравновешиванию лишь наиболее значительных сил и их моментов.

Теоретически любые свободные силы инерции и их моменты могут быть уравновешены. Однако на практике это сопровождается значительным усложнением конструкции. А так как уравновешивание осуществляется с учетом не только технической, но и экономической целесообразности, то не все поршневые двигатели полностью уравновешиваются.

13.1.2. Способы уравновешивания

Силы инерции первого и второго порядков и их моменты уравновешиваются подбором оптимального числа цилиндров, их расположения и выбором соответствующей схемы коленчатого вала. Если этого недостаточно, то силы инерции уравновешивают противовесами, расположенными на дополнительных валах, имеющих механическую связь с коленчатым валом. Это приводит к значительному усложнению конструкции двигателя и поэтому используется редко.

В рядных двигателях уравновесить силы инерции первого и второго порядков установкой противовесов невозможно. Однако при соответствующем выборе массы противовеса можно частично перенести действие силы инерции первого порядка из одной плоскости в другую, тем самым уменьшив неуравновешенность в этой плоскости.

Центробежные силы инерции вращающихся масс можно уравновесить в двигателе с любым числом цилиндров установкой противовесов на коленчатом валу.

В большинстве многоцилиндровых двигателей результирующие силы инерции уравновешиваются не установкой противовесов, а путем подбора соответствующего числа и расположения кривошипов коленчатого вала. Однако даже на уравновешенные валы устанавливают противовесы для уменьшения и более равномерного распределения нагрузки на коренные шейки и подшипники, а так же для уменьшения моментов, изгибающих коленчатый вал.

Если нельзя уравновесить опрокидывающий момент, то можно уменьшить его неравномерность путем снижения неравномерности крутящего момента. Это достигается увеличением числа цилиндров двигателя при равных интервалах между вспышками в них.

Предусмотренная конструкторами двигателя уравновешенность может быть сведена к нулю, если не будут выполняться следующие требования к производству деталей двигателя, сборке и регулировке его узлов:

- равенство масс поршневых групп;
- равенство масс и одинаковое расположение центров тяжести шатунов;
- статическая и динамическая сбалансированность коленчатого вала.

При эксплуатации двигателя необходимо, чтобы идентичные рабочие процессы во всех его цилиндрах протекали одинаково. А это зависит от состава смеси, углов опережения зажигания или впрыска топлива, наполнения цилиндров, теплового режима, равномерности распределения смеси по цилиндрам и т. д.

13.2. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя

В одноцилиндровом двигателе неуравновешенными силами являются все силы инерции, а неуравновешенных моментов нет:

$$\sum M_{ji} = 0, \quad \sum M_{ji} = 0 \quad \text{и} \quad \sum M_u = 0.$$

Наиболее просто уравновешивается центробежная сила инерции (P_u). Для этого на шках кривошипа устанавливается два противовеса (рис. 13.1), центры тяжести которых находятся на расстоянии r от оси коленчатого вала. Масса противовеса выбирается исходя из равенства

$$P_{пр} = -P_u$$

или

$$2m_{пр.ц}r\omega^2 = -m_B R\omega^2,$$

где r — расстояние от центра тяжести масс противовесов до оси коленчатого вала.

Масса одного противовеса рассчитывается по формуле

$$M_{прц} = m_B R / 2r. \quad (13.1)$$

При заданной массе противовесов радиус вращения их центра тяжести вычисляется по формуле

$$r = m_B R / 2m_{пр.ц}.$$

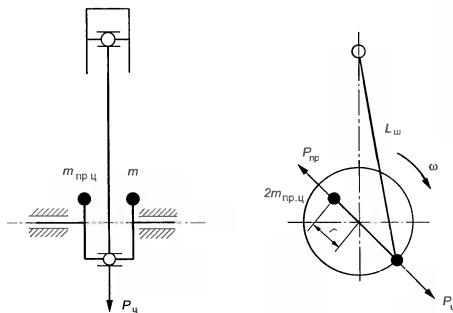


Рис. 13.1. Схема уравновешивания центробежных сил инерции в одноцилиндровом двигателе

Силу инерции первого порядка $P_{ji} = -m_j R\omega^2 \cos \varphi$ можно частично уравновесить с помощью противовесов, если сделать их больше, чем это необходимо по формуле (13.1). При этом действие силы P_{ji} частично (обычно $0,5P_{ji}$) переносится из вертикальной плоскости в горизонтальную (рис. 13.2).

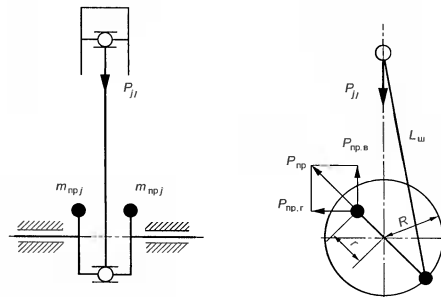


Рис. 13.2. Схема переноса силы инерции первого порядка одноцилиндрового двигателя из вертикальной плоскости в горизонтальную

Как видно из рисунка, вертикальная составляющая силы инерции противовеса $P_{пр.в}$ уменьшает силу P_{ji} , но при этом возникает дополнительная горизонтальная сила $P_{пр.г}$, которая остается неуравновешенной.

Масса противовесов определяется из выражения

$$2m_{пр.ц} = 0,5m_A R / r.$$

Тогда полная масса каждого из противовесов в одноцилиндровом двигателе будет

$$m_{пр} = m_{пр.ц} + m_{пр.г} = R(m_B + 0,5m_A) / 2r.$$

Полное уравновешивание силы инерции первого порядка, как и силы инерции второго порядка, можно добиться установкой двух дополнительных валов с четырьмя противовесами, имеющими механическую связь с коленчатым валом (рис. 13.3).

В соответствии с уравнением (12.2) должны вращаться в противоположные стороны с угловой скоростью ω , а противовесы

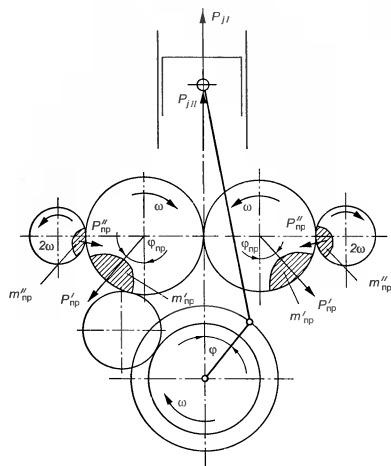


Рис. 13.3. Полное уравновешивание сил инерции первого и второго порядка в одноцилиндровом двигателе

должны быть установлены таким образом, чтобы при $\varphi = 0$ выполнялось условие

$$4P_{гр} = -P_{пл}$$

или

$$4m_{гр}r\omega^2 = -m_A R\omega^2.$$

Тогда

$$m_{гр} = m_A R/4r.$$

Несмотря на полную уравновешенность сил инерции первого порядка, рассмотренный способ применяется редко из-за сложности и громоздкости уравновешивающего механизма.

Уравновешивание сил инерции второго порядка в одноцилиндровом двигателе может быть достигнуто также установкой двух дополнительных валов с четырьмя грузами на концах (рис. 13.3), вра-

щающимися с удвоенной угловой скоростью, поскольку частота изменения $P_{пл}$ в два раза больше частоты изменения $P_{гр}$.

Массу грузов можно определить из выражения

$$4m'_{гр}r(2\omega^2) = \lambda m_A R\omega^2,$$

тогда

$$m'_{гр} = \lambda m_A R/16r.$$

Из-за громоздкости и сложности данной конструкции этот способ практически не используется.

Таким образом, в одноцилиндровом двигателе полностью уравновешиваются лишь центробежные силы. Силы инерции первого порядка уравновешиваются частично, другая часть переносится в горизонтальную плоскость и воспринимается опорами двигателя. Силы инерции второго порядка остаются всегда неуравновешенными и передаются на опоры двигателя.

13.3. Уравновешивание четырехцилиндрового рядного двигателя

Для обеспечения равномерного чередования вспышек и лучшей уравновешенности, в четырехтактных четырехцилиндровых двигателях применяются плоские (угол между кривошипами 180°) зеркально симметричные коленчатые валы (рис. 13.4).

Из всех возможных вариантов порядка работы цилиндров в данных двигателях используются два: 1 - 2 - 4 - 3 и 1 - 3 - 4 - 2.

Силы инерции первого порядка для первого и четвертого цилиндров, а также второго и третьего рассчитываются следующим образом:

$$P_{пл1} = P_{пл4} = -m_A R\omega^2 \cos \varphi;$$

$$P_{пл2} = P_{пл3} = -m_A R\omega^2 \cos(180^\circ + \varphi).$$

Следовательно, сумма сил инерции первого порядка будет

$$\begin{aligned} \sum P_{пл} &= P_{пл1} + P_{пл2} + P_{пл3} + P_{пл4} = -m_A R\omega^2 \cos \varphi - m_A R\omega^2 \cos(180^\circ + \varphi) - \\ &- m_A R\omega^2 \cos(180^\circ + \varphi) - m_A R\omega^2 \cos \varphi = \\ &= -m_A R\omega^2 (\cos \varphi - \cos \varphi + \cos \varphi - \cos \varphi) = 0. \end{aligned}$$

Силы инерции второго порядка для первого и четвертого, третьего и второго цилиндров рассчитываются аналогично:

$$P_{пл1} = P_{пл4} = -m_A R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi;$$

$$P_{пл2} = P_{пл3} = -m_A R\omega^2 \lambda \cos 2(180^\circ + \varphi).$$

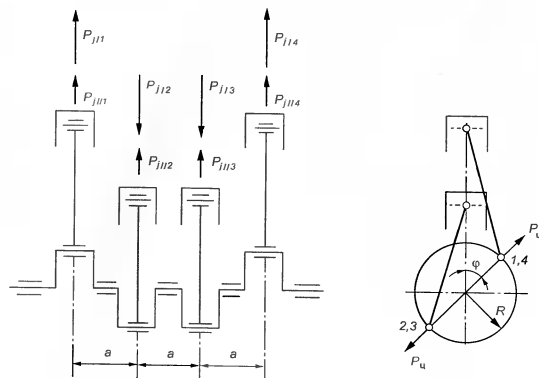


Рис. 13.4. Уравновешивание четырехцилиндрового рядного двигателя

Подсчитаем сумму этих сил:

$$\begin{aligned} \sum P_{ji} &= P_{ji1} + P_{ji2} + P_{ji3} + P_{ji4} = \\ &= -m_A R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi - m_A R \omega^2 \lambda \cos 2(180^\circ + \varphi) - \\ &\quad - m_A R \omega^2 \lambda \cos 2(180^\circ + \varphi) - m_A R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi = \\ &= -m_A R \omega^2 \lambda (\cos 2\varphi + \cos 2\varphi + \cos 2\varphi + \cos 2\varphi) = -4m_A R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi. \end{aligned}$$

Центробежные силы инерции для всех цилиндров равны и направлены попарно в разные стороны:

$$\sum P_{ci} = P_{ci1} + P_{ci2} + P_{ci3} + P_{ci4} = 0.$$

Сумма моментов всех сил инерции вследствие зеркальной симметрии вала равна нулю:

$$\sum M_{ji} = \sum M_{ji1} = \sum M_{ci} = 0.$$

Таким образом, при плоском зеркально симметричном вале в четырехцилиндровых четырехтактных двигателях неуравновешенными остаются только силы инерции второго порядка, равнодействующая которых равна сумме этих сил для всех цилиндров. Силы инерции второго порядка могут быть уравновешены системой из

двух дополнительных валов с четырьмя противовесами на концах, вращающимися с удвоенной угловой скоростью, однако из-за сложности и громоздкости конструкции данный способ не применяется, силы инерции второго порядка остаются неуравновешенными и воспринимаются опорами.

13.4. Уравновешивание шести- и восьмицилиндровых двигателей

13.4.1. Уравновешивание четырехтактного однорядного шестицилиндрового двигателя

Кривошипы коленчатого вала данного двигателя располагаются под углом 120° (рис. 13.5). Наиболее распространен порядок работы цилиндров 1 — 5 — 3 — 6 — 2 — 4.

Так как углы между кривошипами равны и кривошипы не находятся в одной плоскости, сумма центробежных сил и сумма сил инерции первого и второго порядков равны нулю. Так как вал имеет зеркальную симметрию, продольные моменты всех сил инерции (M_{ji} , M_{ci} и M_{ji}) равны нулю.

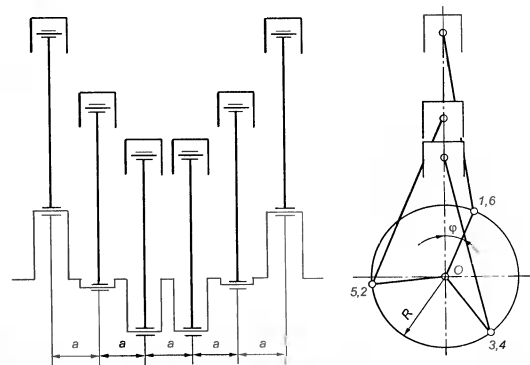


Рис. 13.5. Уравновешивание шестицилиндрового четырехтактного двигателя

Следовательно, четырехтактный шестицилиндровый однорядный двигатель полностью уравновешен для сил инерции обоих порядков, центробежных сил, а также их моментов.

Несмотря на это, иногда в шестицилиндровых двигателях, так же как и в четырехцилиндровых, на шее кривошипа устанавливаются противовесы. Назначение таких противовесов — разгрузка коренных шеек коленчатого вала от действия центробежных сил. На уравновешенность двигателей они влияния не оказывают.

13.4.2. Уравновешивание четырехтактного V-образного шестицилиндрового двигателя с углом развала 90°

В шестицилиндровых четырехтактных V-образных двигателях используется несимметричный коленчатый вал с тремя кривошипами, расположенными под углом 120° (рис. 13.6).

Оптимальный порядок работы цилиндров 1 — 4 — 2 — 5 — 3 — 6. В этом случае вспышки чередуются через 90 и 150° угла поворота кривошипа, т. е. имеет место относительно небольшое нарушение равенства угловых интервалов между рабочими ходами в отдельных цилиндрах и некоторое ухудшение равномерности крутящего момента. Такая неуравновешенность чередования вспышек, как показывает опыт эксплуатации, не оказывает большого влияния на работу двигателя, но улучшает их уравновешенность.

При трехколенном вале на каждой шатунной шейке размещается по два шатуна. Шатуны располагаются рядом, поэтому оси цилиндров правого и левого блоков смещаются одна относительно

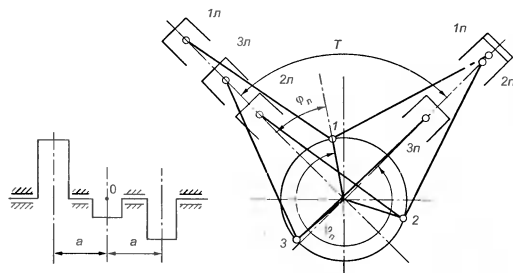


Рис. 13.6. Шестицилиндровый четырехтактный V-образный двигатель

другой. Вследствие этого у каждой пары цилиндров возникает дополнительный продольный момент от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс. Однако сумма этих дополнительных моментов равна нулю.

Так как кривошипы вала данного двигателя расположены под равными углами, сумма центробежных сил и сил инерции первого и второго порядков равны нулю.

Но так как вал несимметричен, в двигателе возникают продольные моменты от всех сил инерции M_{ix} , M_{iy} и M_{iz} .

Резльтирующий момент от моментов сил инерции первого порядка и моментов инерции центробежных сил уравновешивается установкой противовесов или на щеках первого и последнего кривошипов, или вне картера на маховике и носке коленчатого вала, или одновременно во всех этих местах.

Суммарный момент сил инерции второго порядка в данном двигателе не уравновешивается и воспринимается опорами.

13.4.3. Уравновешивание четырехтактного V-образного восьмицилиндрового двигателя

В восьмицилиндровых четырехтактных двигателях используются несимметричные коленчатые валы с четырьмя кривошипами, расположенными в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 13.7), вспышки чередуются равномерно через 90° угла поворота коленчатого вала.

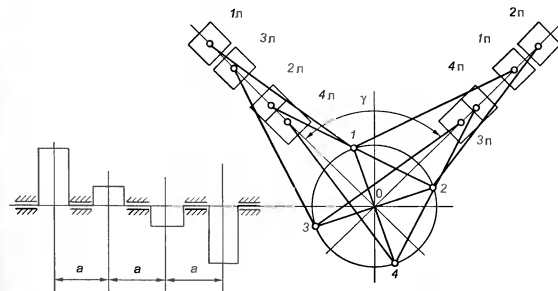


Рис. 13.7. Восьмицилиндровый четырехтактный V-образный двигатель

Так как углы между кривошипами равны, то сумма сил инерции равна нулю:

$$\sum P_{ji} = \sum P_{ji} = \sum P_{ii} = 0.$$

Моменты сил инерции второго порядка, возникающие в первой и второй парах цилиндров, равны по величине и противоположны по знаку, как и во второй и третьей парах. Следовательно, суммарный момент сил инерции второго порядка равен нулю:

$$\sum M_{ji} = 0.$$

Неуравновешенными в данном двигателе остаются моменты сил инерции первого порядка ($\sum M_{ji}$) и моменты инерции центробежных сил ($\sum M_{ii}$).

Момент центробежной силы определяется из формулы

$$M_{ii} = m_b R \omega^2 a \sqrt{10}.$$

Момент силы инерции первого порядка находится по формуле

$$M_{ji} = m_a R \omega^2 a \sqrt{10}.$$

Плоскость действия результирующего момента от этих двух моментов образует с плоскостью действия первой и четвертой кривошипов угол $18^\circ 26'$. Поэтому моменты $\sum M_{ji}$ и $\sum M_{ii}$ уравновешиваются двумя противовесами, устанавливаемыми на концах коленчатого вала в плоскости, составляющей с плоскостью первого колена угол $18^\circ 26'$.

Часто используют сочетание противовесов: на концах коленчатого вала и на продолжении радиуса кривошипа.

13.5. Балансировка коленчатого вала

Коленчатый вал, как и маховик, являясь массивной подвижной частью кривошипно-шатунного механизма, должен вращаться равномерно, без биений. Для этого выполняют его балансировку, подбор и крепление уравновешивающих грузов для обеспечения его полной динамической уравновешенности.

Кроме динамической уравновешенности существует и статическая балансировка, при которой деталь уравновешивают противовесом в произвольно выбранной плоскости, исходя из условия, что деталь находится в равновесии, если ее центр тяжести лежит не на оси вращения.

Динамическая балансировка обеспечивает большую точность, чем статическая. Поэтому коленчатые валы, к которым предъявляются повышенные требования относительно уравновешенности, динамически балансируют.

Динамическую балансировку выполняют на специальных балансировочных станках (рис. 13.8).

На раме 1 на стойках 4 устанавливают коленчатый вал 5. Рама связана со станиной неподвижным шарниром 2, вокруг которого она может поворачиваться, а также упругой опорой 3. Балансировку коленчатого вала производят в плоскостях I—I и II—II в два этапа. Сначала плоскость I—I проходит через ось неподвижного шарнира 2, и балансировку осуществляют в плоскости II—II; затем через ось неподвижного шарнира проходит плоскость II—II, и балансировку проводят в плоскости I—I.

Коленчатый вал приводится во вращение с помощью специального привода. Шкив 8, закрепленный на валу электродвигателя 9, связан лентой 10 со шкивом 11, закрепленным на стержне. Натяжение ленты регулируют перемещением шкива 11 по стержню 6. Стержень со шкивом уравновешивается грузом 7. Если при включенном электродвигателе ленту прижать к плоскости коленчатого вала с помощью рукоятки 12, то вследствие трения вал также начнет вращаться. При достижении требуемой угловой скорости с помощью рукоятки 12 привод отводят от вала.

При вращении коленчатого вала центробежные силы приведенных масс оказывают динамическое воздействие, вызывая колебания

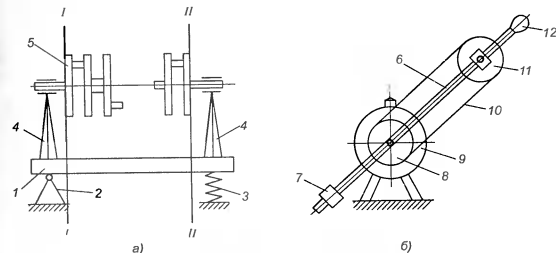


Рис. 13.8. Балансировочный станок: а — конструкция, б — схема привода; 1 — рама; 2 — неподвижный шарнир; 3 — упругая опора; 4 — стойки; 5 — коленчатый вал; 6 — стержень; 7 — груз; 8, 11 — шкивы; 9 — электродвигатель; 10 — лента; 12 — рукоятка; I—I, II—II — балансировочные плоскости

рамы 1 на упругой опоре 3. Амплитуда колебаний зависит от степени неуравновешенности вала, упругих свойств опоры 3 и режима работы. Балансировку проводят или на резонансном режиме, или при угловых скоростях значительно превышающих резонансные.

Для полного уравновешивания вала необходимо опытным путем определить массу и положение уравновешивающих грузов в плоскостях I—I и II—II, т. е. найти диаметральные плоскости, в которых эти грузы необходимо установить, и определить их статические моменты относительно оси вращения коленчатого вала.

Балансировочные станки оборудованы специальной измерительной аппаратурой — устройством, которое определяет нужное положение уравновешивающего груза. Массу груза определяют последовательными пробами, ориентируясь на показания приборов.

Суммарный крутящий момент двигателя даже при установившемся режиме работы в результате периодического изменения сил давления газов и сил инерции непрерывно изменяется за цикл. Относительное изменение этих сил характеризуется коэффициентом неравномерности крутящего момента:

$$M = (M_{кр\max} - M_{кр\min}) / M_{ср},$$

где $M_{кр\max}$ и $M_{кр\min}$ — максимальный и минимальный крутящий момент соответственно; $M_{ср}$ — среднее значение крутящего момента.

Постоянное изменение крутящего момента от изменения угла поворота коленчатого вала вызывает изменение его угловой скорости, при этом возникающие колебания вызывают дополнительные динамические нагрузки на детали двигателя.

Степень неравномерности вращения коленчатого вала или неравномерность хода двигателя при установившемся режиме работы оцениваются коэффициентом неравномерности хода:

$$\xi = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{ср},$$

где ω_{\max} , ω_{\min} и $\omega_{ср}$ — угловые скорости коленчатого вала за цикл при установившемся режиме работы двигателя наибольшая, наименьшая и средняя соответственно.

13.6. Крутильные колебания коленчатого вала

При работе двигателя на каждую шатунную шейку действуют периодически изменяющиеся тангенциальные составляющие сил, передаваемые со стороны шатунов. В результате динамического взаимодействия приложенных сил и упруго связанных между собой инер-

ционных масс коленчатого вала возникают периодические угловые смещения отдельных элементов вала относительно друг друга, которые называются крутильными колебаниями.

Как известно, система, состоящая из массивного диска 1 (рис. 13.9), закрепленного на упругом стержне 2, и однажды закрученная моментом M на угол φ_{\max} , совершает свободные синусоидальные колебания с частотой n_c собственных колебаний:

$$n_c = (30/\pi) \sqrt{(c/j)} = 9,55 \omega_c,$$

где c — жесткость стержня, $c = M\varphi_{\max}/j$; j — момент инерции диска; ω_c — собственная круговая частота колебаний.

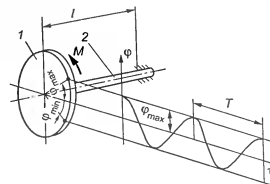


Рис. 13.9. Возникновение крутильных колебаний: 1 — диск; 2 — стержень

При совпадении частот собственных колебаний и вынуждающих сил возможно возникновение резонанса, который резко увеличивает амплитуду колебаний, вызывая повышение напряжения в элементах коленчатого вала, и при длительном воздействии может привести к их поломке. Наиболее опасны крутильные колебания коленчатых валов многоцилиндровых, однорядных и V-образных длинных двигателей (с числом цилиндров — 12), так как, обладая относительно небольшой жесткостью и имея значительные массы, длинные валы характеризуются низкими частотами собственных колебаний, сближающимися с частотами периодического действия вынуждающих сил.

Крутильные колебания коленчатых валов сопровождаются также потерей мощности двигателя и отрицательно влияют на работу связанных с ним механизмов. При больших амплитудах колебания участка вала, от которого осуществляется привод вспомогательных механизмов, может нарушиться синхронность работы топливной аппаратуры, значительно повысится уровень шума распределитель-

ных зубчатых колес и снизится их долговечность. Крутильные колебания хвостовика коленчатого вала создают напряженные условия работы зубчатых колес трансмиссии и ускоряют их износ. Поэтому при проектировании двигателей, как правило, выполняется расчет коленчатых валов на крутильные колебания и при необходимости изменяют конструкцию и размеры элементов коленчатого вала так, чтобы увеличить его жесткость и уменьшить моменты инерции. Это позволяет повысить частоту собственных колебаний вала, чтобы избежать ее совпадения с частотой вынужденных колебаний.

Если же указанные изменения не дают желаемого результата, могут быть применены специальные гасители крутильных колебаний — демпферы.

13.6.1. Гасители крутильных колебаний

Гасители крутильных колебаний предназначены для уменьшения амплитуды крутильных колебаний. Их работа основывается на двух принципах:

- энергия колебаний не поглощается, а гасится за счет динамического воздействия в противофазе;
- энергия колебаний поглощается.

На первом принципе основаны маятниковые гасители крутильных колебаний (например, двигатель Д-12), которые выполняются в виде противовесов и соединяются с бандажами, установленными на шках первого колена с помощью штифтов. При этом соединение осуществляется таким образом, что из-за неравенства диаметров штифтов и отверстий противовес может перемещаться относительно шки. Путем специального профилирования отверстий добиваются такой траектории относительного движения центра тяжести противовеса, чтобы она была близка к окружности радиусом r (рис. 13.10).

Таким образом, противовес 2, колеблющийся относительно центра O , образует маятник, который обладает определенной частотой собственных колебаний, обусловленных величиной радиуса r .

При равномерном вращении вала противовес под воздействием центробежной силы занимает положение, наиболее удаленное от оси вращения, и его центр

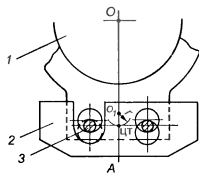


Рис. 13.10. Схема маятникового гасителя крутильных колебаний: 1 — шка коленчатого вала; 2 — противовес; 3 — штифт

тяжести находится на линии OA . Если возникают крутильные колебания, и шка начинает перемещаться относительно равномерно вращающегося радиуса шейки коленчатого вала, то противовес вследствие инерции отклоняется от своего нейтрального положения, создавая момент, противодействующий закручиванию вала.

Маятниковый гаситель не поглощает энергию колебаний, а лишь аккумулирует ее во время закручивания вала и отдает запасенную энергию при его раскручивании до нейтрального положения.

Радиус качания противовесов подбирают так, чтобы частота его собственных колебаний была равна частоте опасных резонансных крутильных колебаний. В этом случае при возникновении критического резонанса настроенный на эту частоту маятник колеблется в противофазе со шкой вала с максимальной амплитудой, вследствие чего его гасящее действие на этом режиме становится наибольшим.

Однако маятниковый гаситель уменьшает амплитуду крутильных колебаний только в узком диапазоне частот, на которые он настроен. На остальных режимах маятниковые противовесы могут даже увеличивать размах колебаний вала. Поэтому они применяются редко и только на двигателях, имеющих один ярко выраженный критический режим.

Гасители крутильных колебаний, работающие с поглощением энергии, выполняют свои функции в основном за счет использования силы трения и делятся на следующие группы:

- гасители сухого трения;
- гасители жидкостного трения;
- гасители молекулярного (внутреннего) трения.

Данные гасители обычно представляют собой свободную массу, соединенную с системой вала в зоне наибольших крутильных колебаний нежесткой связью, которая может быть фрикционной (сухого трения) и жидкостной (жидкостного трения), но чаще всего применяются упругие резиновые элементы (внутреннее трение). Эти элементы присоединены способом вулканизации к свободной массе (рис. 13.11).

Если на участке вала, на котором закреплена ступица, возникают крутильные колебания, то упругий элемент, заключенный между ней и свободной массой, стремящейся сохранить равномерное вращение, начинает периодически деформироваться. Вследствие этого часть энергии вынуждающего момента расходуется и, преобразуясь в теплоту, рассеивается в окружающей среде. Сама же амплитуда вынужденных крутильных колебаний уменьшается.

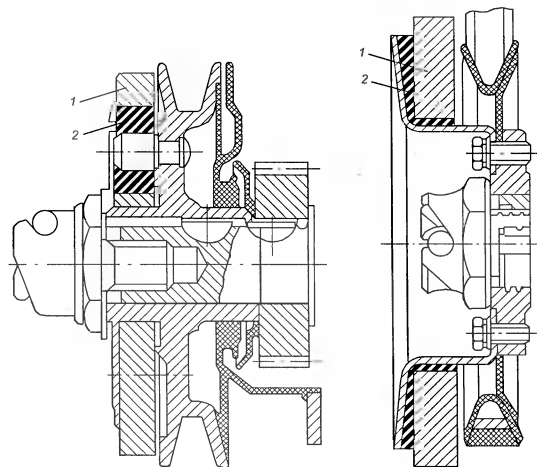


Рис. 13.11. Демпферы с упругим резиновым элементом:
1 — свободная масса; 2 — упругий элемент

Контрольные вопросы

1. Что называется уравниванием двигателей?
2. Какой двигатель считается полностью уравновешенным?
3. Как уравниваются силы инерции первого и второго порядка?
4. Как уравниваются центробежные силы инерции?
5. Какие требования предъявляются к производству деталей КШМ. их сборке и регулировке для уравниваемости двигателя?
6. Какими способами уравнивается одноцилиндровый двигатель?
7. Какая сила остается неуравновешенной в четырехцилиндровом рядном двигателе и как ее можно уравновесить?
8. Какой двигатель является полностью уравновешенным?
9. В чем заключается балансировка коленчатого вала?
10. Что называется крутильными колебаниями коленчатого вала?
11. Почему наиболее опасны крутильные колебания коленчатых валов длинных многоцилиндровых двигателей?
12. По каким принципам работают гасители крутильных колебаний?

ЧАСТЬ II ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

Глава 1 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

При эксплуатации автомобиль является частью системы «автомобиль—водитель—дорога—окружающая среда» и его свойства проявляются во взаимодействии с элементами этой системы. Поэтому значимость определенного эксплуатационного свойства в оценке качества или эффективности применения автомобиля зависит от условий, в которых это свойство проявляется, т. е. от условий эксплуатации. Условия эксплуатации определяются дорожными, транспортными и природно-климатическими условиями.

Дорожные условия характеризуются планом и профилем дороги, рельефом местности, видом и качеством дорожного покрытия, интенсивностью движения, различными помехами, режимами движения.

К транспортным условиям относятся: вид груза, объем перевозок, расстояние перевозок, способ погрузки и выгрузки, организация перевозок, условия хранения, техническое обслуживание и ремонт транспортного средства.

Природно-климатические условия — это особенности климатических зон, в которых эксплуатируется автомобиль (умеренная, холодная, жаркая, высокогорная).

Эксплуатационные свойства автомобиля — это комплекс свойств, определяющих степень его приспособленности к эксплуатации в качестве транспортного средства.

Эксплуатационные свойства автомобиля можно разделить на группы свойств, которые обеспечивают транспортному средству:

- движение;
- тягово-скоростные и тормозные свойства;
- топливную экономичность;
- управляемость;
- устойчивость;
- маневренность;

- плавность хода;
- проходимость.

Эти свойства во многом зависят от конструкции автомобиля.

1.1. Требования, предъявляемые к конструкции автомобиля

К конструкции автомобиля предъявляются производственные, эксплуатационные, потребительские требования и требования безопасности.

Производственные требования — соответствие конструкции технологическим возможностям завода и современной технологии, низкие расходы материалов, трудоемкость, себестоимость.

Эксплуатационные требования — топливная экономичность, курсовая устойчивость, управляемость, маневренность, плавность хода, проходимость, надежность, технологичность обслуживания и ремонта, невысокая себестоимость транспортных работ.

Потребительские требования — низкая стоимость самого автомобиля и его эксплуатации, безотказность и ремонтпригодность, безопасность, комфортабельность, легкость управления.

Требования безопасности включают в себя активную, пассивную, послеаварийную и экологическую безопасность автомобиля.

Активная безопасность автомобиля — это свойство снижать вероятность возникновения дорожно-транспортного происшествия (ДТП). Она закладывается в конструкцию автомобиля и проявляется при движении и в аварийной ситуации. Этот вид безопасности характеризуется обзорностью, уровнем совершенства сигнализации, освещенностью, эргономичностью рабочего места водителя, маневренностью, устойчивостью, скоростными и тормозными свойствами автомобиля.

Пассивная безопасность автомобиля — это его свойство снижать уровень тяжести последствий ДТП. Пассивную безопасность обеспечивают мероприятия, направленные на снижение травматизма водителя и пассажиров, организации сохранности грузов, а также снижение травматизма людей, находящихся вне автомобиля при ДТП.

Послеаварийная безопасность автомобиля — это его способность снизить тяжесть последствий аварии, зависит от наличия медицинской аптечки и огнетушителя, возможности эвакуации пострадавших и т. п.

Экологическая безопасность автомобиля определяется степенью вредного влияния на окружающую среду при его эксплуатации.

Требования безопасности определяются ГОСТами, требованиями ЕЭК ООН и должны учитываться не только при конструировании транспортного средства, но и контролироваться при его эксплуатации.

Различные требования безопасности нередко вступают в противоречия между собой, и реализовать их в полном объеме невозможно. Поэтому процесс конструирования автомобиля основан на принятии компромиссных решений, которые обеспечивают оптимальное сочетание различных свойств транспортного средства, отвечающих его назначению и предъявляемым к нему требованиям.

Автомобили имеют ограничения:

- по габаритным размерам;
- по массе;
- по осевой нагрузке на дорогу.

Эти ограничения учитываются при строительстве дорог и дорожных сооружений. Значения некоторых ограничений в конструкции автомобилей приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1. Значения некоторых конструктивных параметров автомобилей в России и за рубежом

Параметр	В России	За рубежом
Габаритные размеры одиночного автомобиля, м:	ширина	2,6
	высота	3,6–4,15
	длина:	
двухосного	12	10–12,2
трехосного	12	11–12,2
Длина двухзвенного автопоезда, м:	седельного	14,8–21
	прицепного	18–24
Полная масса автомобиля, т:	двухосного	16–20
	трехосного	18–30
Полная масса автопоезда, т	52	21–62
Нагрузка на дорогу от колес одного моста, кН	—	100–300

1.2. Определения эксплуатационных свойств автомобиля

Тяговые свойства автомобиля — совокупность свойств, определяющих возможные по характеристикам двигателя или сцепления ведущих колес с дорогой, диапазоны изменения скоростей движения и

предельные интенсивности разгона автомобиля при его работе на тяговом режиме в различных дорожных условиях.

Тяговым режимом считается режим работы двигателя, при котором от двигателя к ведущим колесам подводится мощность, достаточная для преодоления сопротивления движению.

Чем тяжелее дорожные условия, тем меньше диапазон возможных скоростей и меньше возможность ускорения. В некоторых условиях, называемых предельными, диапазон скоростей снижается до одного значения. При более тяжелых условиях движение невозможно.

Динамичность — свойство автомобиля перевозить грузы и пассажиров с максимально возможной средней скоростью. Чем выше динамичность автомобиля, тем больше его производительность. Динамичность автомобиля во многом зависит от его тяговых и тормозных свойств.

Топливная экономичность — свойство автомобиля рационально использовать энергию топлива при выполнении единицы транспортной работы.

Снижение расходов топлива транспортными средствами является важнейшей задачей. От того, насколько экономичен автомобиль, зависит себестоимость автоперевозок.

Управляемость — способность автомобиля сохранять заданное направление движения или изменять его при воздействии водителя на рулевое управление автомобиля.

Управляемость зависит от конструкции автомобиля, технического состояния рулевого управления, подвески и шин, а также условий окружающей среды.

Устойчивость — свойство автомобиля сохранять направление движения и противодействовать силам, стремящимся увести в сторону или опрокинуть автомобиль.

Управляемость и устойчивость тесно связаны друг с другом.

Устойчивость вместе с управляемостью и тормозной динамичностью автомобиля обуславливают безопасность движения.

Проходимость — свойство автомобиля свободно двигаться по плохим (разбитым, размокшим) дорогам и пересеченной местности, преодолевая естественные и искусственные препятствия (канавы, рвы, пороги) без вспомогательных устройств и посторонней помощи.

Проходимость является одним из основных эксплуатационных свойств, определяющих эффективность использования данного транспортного средства. Этим качеством должны обладать автомо-

били всех типов, но в зависимости от их назначения — в различной степени.

Автомобили обычной проходимости предназначены для движения по шоссе и грунтовым дорогам. К ним относятся автомобили общетранспортного назначения колесной формулой 4×2 или 6×4 с обычными тороидными или низкопрофильными шинами и не блокируемыми дифференциалами.

К автомобилям повышенной проходимости относятся автомобили колесной формулой 4×4, 6×4, 6×6 и т. д. с широкопрофильными шинами, шинами регулируемого давления воздуха, с частично или полностью блокируемыми дифференциалами.

К автомобилям высокой проходимости относятся полноприводные автомобили с шинами сверхнизкого давления, арочными шинами или пневмокатками. Эти автомобили могут быть плавающими и работать в особо тяжелых климатических условиях, например на севере.

Плавность хода — свойство автомобиля двигаться по дорогам и местности с заданными скоростями без толчков и колебаний кузова, которые могут нарушить нормальную работу механизмов автомобиля, оказывать вредное влияние на водителя и пассажиров.

Выступы и впадины от 100 м до 10 см называют *микропрофилем дороги*, который является основной причиной колебаний автомобиля на подвеске.

Мелкие неровности дорожной поверхности менее 10 см называются *шероховатостью*. Они могут создать высокочастотные вибрации отдельных элементов шасси и кузова автомобиля и высокий уровень шума как внутри кузова, так и вокруг машины.

Надежность — свойство автомобиля безотказно перевозить грузы и пассажиров в течение определенного срока и без ухудшения основных эксплуатационных показателей автотранспортного средства.

Надежность — это совокупность свойств, которая может включать в себя безотказность, долговечность и ремонтпригодность объекта.

Безотказность — свойство автомобиля (двигателя) сохранять работоспособность в течение определенного интервала времени или пробега определенной величины.

Долговечность — свойство автомобиля сохранять работоспособность до определенного времени, когда установлено проведение технического обслуживания и ремонта автотранспортного средства.

Ремонтпригодность — приспособленность автомобиля к предупреждению, обнаружению и устранению неисправностей и отказов.

Контрольные вопросы

1. Что такое эксплуатационные свойства автомобиля?
2. Какие требования предъявляются к конструкции автомобиля?
3. Что такое тяговые свойства автомобиля?
4. Что такое динамичность автомобиля?
5. Что такое топливная экономичность автомобиля?
6. Что такое управляемость автомобиля?
7. Что такое устойчивость автомобиля?
8. Что такое проходимость автомобиля?
9. Что такое плавность хода автомобиля?

Глава 2 СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА АВТОМОБИЛЬ ПРИ ДВИЖЕНИИ

2.1. Скоростная характеристика двигателя

Ведущие колеса автомобиля приводят его в движение в результате возникновения силы тяги, которая появляется при приложении тягового момента к полусоям ведущих колес:

$$P_T = M_T / r, \quad (2.1)$$

где P_T — сила тяги; M_T — тяговый момент; r — радиус колеса.

Тяговый момент зависит от крутящего момента M_k , снимаемого с коленчатого вала двигателя:

$$M_T = M_k i_{TP} \eta_{TP}, \quad (2.2)$$

где M_k — крутящий момент двигателя; i_{TP} — передаточное число силовой передачи; η_{TP} — КПД трансмиссии.

Скорость движения автомобиля может быть определена по формуле

$$v = 0,377nr / i_{TP}, \quad (2.3)$$

где n — частота вращения коленчатого вала; i_{TP} — передаточное число трансмиссии на i -ой передаче.

Сила тяги на ведущих колесах зависит от развиваемой двигателем мощности и скорости движения автомобиля:

$$P_T = 3600 N_e \eta_{TP} / v_i, \quad (2.4)$$

где N_e — эффективная мощность двигателя; v_i — скорость движения на i -ой передаче.

Скоростная характеристика двигателя определяется зависимостями N_e и M_k от частоты вращения коленчатого вала.

Таким образом, частота вращения коленчатого вала является определяющим параметром для показателей N_e , M_k и P_T .

На рис. 2.1 приведена внешняя скоростная характеристика двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке, которая определяет предельные возможности двигателя при значениях частоты вращения коленчатого вала от n_{\min} до n_{\max} .

В соответствии с уравнениями (2.1)–(2.4) предельная сила тяги на ведущих колесах автомобиля зависит от M_k или N_e с учетом значений η_{TP} , r и i_{TP} .

Скоростная характеристика зависит также от типа двигателя: чем круче кривая N_e , тем двигатель обладает большей приемистостью.

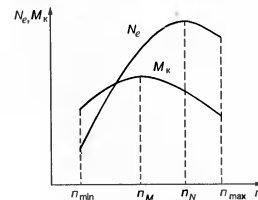


Рис. 2.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя

2.2. Тяговая характеристика

Тягово-скоростные свойства автомобиля удобно оценивать с помощью тяговой характеристики.

Тяговой характеристикой автомобиля называется зависимость силы тяги на ведущих колесах от скорости движения на различных передачах (рис. 2.2).

Используя скоростную характеристику и задавая частоты вращения коленчатого вала от n_{\min} до n_{\max} при соответственных значениях N_e или M_k по формуле (2.3) для каждой передачи находят значение v , а по формуле (2.4) находят значение P_T . Число кривых на тяговой характеристике соответствует числу ступеней в коробке передач.

Тяговая характеристика позволяет быстро определить максимальное значение силы тяги на ведущих

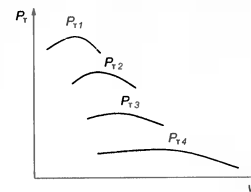


Рис. 2.2. Тяговая характеристика автомобиля: P_{T1} – P_{T4} — силы тяги на первой, второй, третьей и четвертой передачах соответственно

колесах, которая может быть обеспечена при данной скорости движения автомобиля, поскольку она рассчитывается по наибольшей для данной частоты вращения коленчатого вала мощности двигателя. Меньшее значение силы тяги получается при недовольном использовании мощности двигателя, т. е. при неполной подаче топлива. Следовательно, тяговая характеристика оценивается предельными тяговыми возможностями автомобиля в фактическом интервале скоростей его движения.

2.3. Силы и моменты, действующие на ведущие колеса

На ведущие колеса автомобиля действуют силы со стороны автомобиля и дороги. Обозначим силы, действующие на колесо со стороны автомобиля, буквой P , а со стороны дороги — буквой R (рис. 2.3).

Тяговый момент M_t на ведущих колесах стремится сдвинуть назад верхний слой дорожного покрытия. Со стороны дороги на ведущее колесо в зоне контакта действует противоположно направленная сила R_x — касательная реакция дороги.

Так как на автомобиле используются эластичные пневмошины, то неизбежна частичная потеря момента M_t . Поэтому продольную реакцию R_x со стороны дороги, обеспечивающую качение колеса, можно записать как

$$R_x = P_T - P_{ш},$$

где $P_{ш}$ — сила, учитывающая потери энергии в шинах ведущих колес.

Таким образом касательная реакция дороги создает силу тяги.

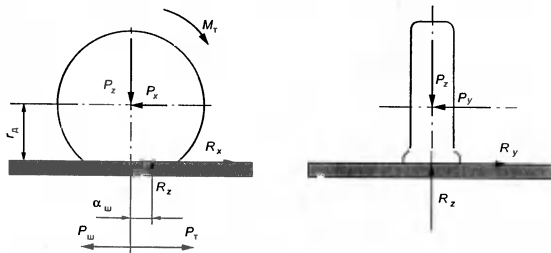


Рис. 2.3. Силы, действующие на ведущее колесо

Со стороны автомобиля, т. е. его масса действует на каждое колесо (сила P_y), а значит и на дорогу. И со стороны дороги соответственно возникает реакция R_z , которая называется нормальной.

Нормальная реакция R_z прикладывается не к оси симметрии опорной площадки колеса, а на расстоянии α_w от нее. Это происходит вследствие смещения центра давления из-за эластичности шин.

Эпюра элементарных нормальных реакций дороги, показанная на рис. 2.4, объясняет причину смещения точки приложения реакции R_z . Это происходит вследствие того, что нормальные реакции на переднем и заднем участках опорной площадки различны по величине, так как силы, возникающие в упругом материале шины при приложении и снятии нагрузки неодинаковы. Это объясняется действием сил внутреннего трения между взаимоперемещающимися частицами материала. При приложении нагрузки эти силы и силы упругости направлены в одну и ту же сторону, а при снятии — в противоположные стороны.

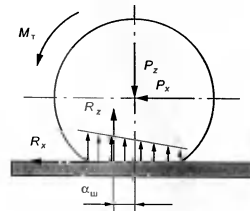


Рис. 2.4. Сопротивление качению колеса, вызванное эластичностью шины

Боковая сила P_y значительно увеличивается при криволинейном движении автомобиля или при движении по косогорю.

Боковая реакция R_y со стороны дороги удерживает колеса от бокового скольжения (заноса).

2.3.1. Сила тяги на ведущих колесах

Из формулы (2.1) вытекает, что сила тяги зависит от тягового момента на полуоси и радиуса колеса. При этом не учитываются затраты энергии на деформацию дороги, трение внутри шины и ускорение вращающихся деталей в случае неравномерного движения.

Если тяговый момент определяется по формуле (2.2), то радиус колеса вследствие эластичности шин при качении — величина переменная. Различают следующие радиусы автомобильного колеса:

- **статический радиус колеса** $r_{ст}$ — расстояние от поверхности дороги до оси *неподвижного* колеса, воспринимающего вертикальную нагрузку P_z (значения $r_{ст}$ приводятся в технических характеристиках шин);
- **динамический радиус колеса** r_d — расстояние от поверхности дороги до оси *катающегося* колеса. Динамический радиус во

время движения может расти и стать больше, чем статический, так как при этом растет нагрев шин, а значит и давление в них. Кроме того, под действием центробежных сил с возрастанием скорости автомобиля шина растягивается в радиальном направлении, вследствие чего r_d возрастает. Динамический радиус колеса может также увеличиться, если будет уменьшаться нагрузка P_d :

- радиус качения колеса r_k — радиус условного недеформирующегося катящегося без скольжения колеса, которое имеет с данным эластичным колесом одинаковые угловую и линейную скорости, определяется по формуле

$$r_k = S / (2\pi n_k),$$

где S — путь, пройденный колесом; n_k — число оборотов колеса на пути S .

Если проскальзывание колеса относительно дороги отсутствует, что характерно для ведомого колеса, то радиусы r_d и r_k почти равны между собой. В случае полного буксования колеса его пройденный путь $S = 0$. Тогда согласно последней формуле и $r_k = 0$. При движении юзом, заторможенные колеса не вращаются, число оборотов $n_k = 0$. В этом случае $r_k \rightarrow \infty$.

Различают еще и свободный радиус колеса $r_{св}$, который является половиной диаметра ненагруженного колеса при отсутствии его контакта с опорной поверхностью.

На дорогах с сухим покрытием скольжение ведущих колес и изменения радиуса незначительны. Поэтому радиусы $r_{св}$, r_d и r_k считаются одинаковыми и обозначаются r .

2.3.2. КПД трансмиссии

В формулах (2.2) и (2.4) фигурирует КПД трансмиссии $\eta_{тр}$, которое корректирует значения N_k и N_e двигателя, уменьшая их. Это происходит вследствие преодоления сил трения в зубчатых зацеплениях редукторов коробки передач, главной передачи и других агрегатов трансмиссии, а также в карданных шарнирах, подшипниках, различных манжет. Кроме того наличие гидравлического сопротивления в картерах агрегатов трансмиссии снижает эффективные показатели двигателя, причем чем больше вязкость и количество трансмиссионного масла, тем ниже эффективные показатели двигателя.

Потери в зубчатом зацеплении зависят от следующих факторов:

- типа зубчатых колес (цилиндрические с внешним или внутренним зацеплением, конические);

- формы зуба (прямой, наклонный, спиральный);
- профиля зацепления;
- точности изготовления;
- скорости вращения зубчатых колес;
- усилия в полюсе зацепления зубчатых колес;
- способа смазывания.

В механизмах с зубчатыми зацеплениями значительный расход энергии имеет место на так называемые холостые потери, когда вращающиеся зубчатые колеса не находятся под нагрузкой. Особенно это относится к коробке передач, где на одну нагруженную пару зубчатых колес может приходиться пять холостых пар и более.

Величина холостых потерь зависит преимущественно от скорости вращения зубчатых колес и их радиусов. Таким образом, данные потери в той или иной степени связаны со скоростью движения автомобиля. В то же время существуют потери, величина которых зависит от передаваемой мощности или от нагрузки механизма.

Ориентировочно КПД механизма определяется для расчетных режимов при полной нагрузке или близкой к ней.

При экспериментальном определении измеряется подводимая и отводимая мощность или момент, тогда КПД i -го агрегата

$$\eta_i = N_{отв} / N_{подв} = M_{отв} / M_{подв},$$

где $N_{отв}$ и $M_{отв}$ — отводимые от агрегата мощность и момент соответственно; $N_{подв}$ и $M_{подв}$ — подводимые мощность и момент.

Для основных механизмов автомобиля на расчетных режимах обычно принимают следующие средние значения КПД: коробки передач — 0,94—0,97; раздаточные коробки — 0,95—0,98; главные передачи — 0,93—0,97.

Эти значения зависят от вида зубчатых зацеплений, которые имеют свои КПД:

- червячная — 0,9—0,92;
- цилиндрическая — более 0,98;
- коническая — 0,97—0,98;
- гипoidная — 0,96—0,97.

Общий КПД силовой передачи определяется как произведение всех КПД последовательно установленных механизмов:

$$\eta_{тр} = \eta_{кв} \cdot \eta_{рк} \cdot \eta_{гп} \cdot \dots \cdot \eta_n,$$

где $\eta_{кв}$, $\eta_{рк}$, $\eta_{гп}$, η_n — КПД коробки передач, раздаточной коробки, главной передачи, n -го агрегата соответственно.

Значения $\eta_{тр}$ трансмиссии различных автомобилей приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2. Примерные значения КПД трансмиссии автомобилей

Автомобили	$\eta_{тр}$	Автомобили	$\eta_{тр}$
Гонимые и спортивные	0,90–0,95	Грузовые, автобусы	0,82–0,85
Легковые классической компоновки	0,90–0,92	Полуприводные повышенной проходимости	0,80–0,85
Легковые переднеприводные с поперечным расположением двигателя	0,91–0,93		

При эксплуатации автомобиля КПД трансмиссии изменяется. Сразу после выпуска автомобиля он меньше, нежели по окончании обкатки. После этого продолжительное время КПД трансмиссии можно считать постоянным. Но со временем в результате износа деталей и образования чрезмерных зазоров он начинает уменьшаться. После прохождения капитального ремонта трансмиссии его КПД увеличивается, но прежнего значения, как правило, не достигает.

2.4. Силы, действующие на автомобиль при прямолинейном движении

Силы, действующие на автомобиль при прямолинейном движении, представлены на рис. 2.5.

Примем следующие условия:

1. Два одноименных колеса (правые и левые) рассматриваются как одно.
2. Участок дороги на всем протяжении однородный с постоянным углом наклона (α) к горизонту и не имеет неровностей.

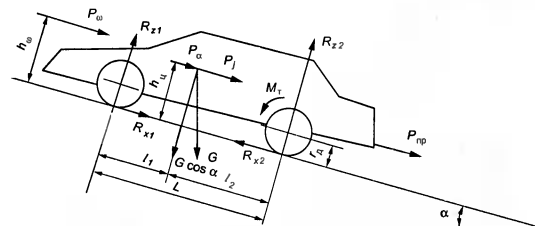


Рис. 2.5. Силы, действующие на автомобиль при прямолинейном движении

3. Нормальные реакции дороги прикладываются к осям колес.

4. Деформация шин и грунта (погружение колес) учитывается при определении силы сопротивления качению, но на схеме не показывается.

С учетом данных условий на автомобиль будут действовать следующие внешние силы:

- 1) сила тяжести автомобиля G , приложенная к центру тяжести, находящемуся на расстоянии h_0 от поверхности дороги;
- 2) сила сопротивления воздуха P_0 , приложенная к центру парусности, расположенному на расстоянии h_0 от поверхности дороги;
- 3) суммарная касательная реакция R_{z1} или сила тяги P_j ;
- 4) нормальные реакции дороги на колеса R_{x1} и R_{x2} ;
- 5) сила инерции P_i поступательно движущихся масс, которая приложена к центру тяжести и направлена противоположно ускорению;
- 6) сила $P_{пр}$ на крюке в случае буксирования прицепа;
- 7) сила сопротивления качению колес $P_к$, направленная в сторону противоположную движению автомобиля (совпадает с касательной реакцией R_{z1});
- 8) сила сопротивления подъему $P_а$ приложена к центру тяжести и направлена в сторону противоположную движению.

Сила тяги была рассмотрена в разделе 2.2.1. При принятых выше условиях не имеет значения, сколько колес являются ведущими и сколько ведомыми.

Сила сопротивления качению

Силой сопротивления качению автомобиля $P_к$ называется сумма сил сопротивления качению всех его колес.

В реальных условиях сопротивление качению отдельных колес автомобиля не бывает одинаковым даже при движении автомобиля по дороге с твердым покрытием.

На деформируемых грунтах любое сопротивление качению задних колес, движущихся по уже уплотненному грунту, значительно меньше, чем для передних. Для решения теоретических задач сопротивление качению определяется для автомобиля в целом.

На сопротивление качению влияют:

- нормальная нагрузка на колеса;
- характер и состояние дорожного покрытия;
- удельное давление на грунт;
- скорость движения автомобиля;
- конструкция и состояние пневматических шин.

Нормальная нагрузка влияет на сопротивление качению непосредственно, поскольку реакции грунта или другого дорожного покрытия можно считать пропорциональными нормальной нагрузке. Гистерезисные потери (потери, связанные с деформацией резины) в шине зависят от ее радиальной деформации. Эти потери возрастают при увеличении нагрузки. Кроме того, рост нормальной нагрузки приводит к увеличению удельного давления, а следовательно, и сопротивления качению.

Дорожное покрытие оказывает существенное влияние на P_f в случае, если оно не является твердым. Его величина определяется работой прессования и выдавливанием в стороны грунта при погружении в него колес.

Удельное давление на грунт — это нормальная нагрузка на единицу площади опорного участка шины. Удельное давление определяется по формуле

$$q = c_q P_o,$$

где c_q — коэффициент, определяемый жесткостью каркаса шины, $c_q = 1 + p_{os} P_o$ — давление воздуха в шинах.

Понижение удельного давления влияет на P_f неоднозначно. При понижении давления возрастает деформация шин, вследствие чего растут гистерезисные потери. В то же время понижение давления значительно уменьшает погружение шин в грунт (при отсутствии твердого покрытия) и тем самым снижает P_f .

Увеличение скорости движения приводит к увеличению потерь в шинах, в частности из-за того, что их упругие свойства не могут быть полностью использованы (часть шин не успевает полностью распрямиться). Кроме того, при повышении скорости деформации возрастают внутреннее трение в покрышке, что также ведет к увеличению P_f .

Большое значение имеют конструкция и состояние шин, их число и диаметр, а также рисунок протектора, форма и расположение грунтозацепов.

Увеличение числа колес приводит к возрастанию суммарных потерь. Чем больше диаметр колеса, тем колесо меньше погружается в грунт, а значит, меньше сопротивление качению.

Чем больше грунтозацепы и протекторы шины, тем сильнее колесо деформирует грунт, что приводит также к увеличению P_f . На дорогах с твердым покрытием увеличенные грунтозацепы и рельефный рисунок протектора также приводят к увеличению P_f , так как растут гистерезисные потери в шине.

При изношенном протекторе уменьшается сопротивление качению, но при этом резко ухудшаются сцепные качества шины.

Для эксплуатационных расчетов принимаются два допущения:

- сопротивление качению прямо пропорционально нормальной нагрузке на колеса автомобиля;
- для автомобилей с шинами низкого давления (0,15–0,45 МПа) на одном и том же грунте и при одинаковой нагрузке сопротивление качению одинаково независимо от их конструктивных особенностей.

Тогда сила сопротивления качению может быть выражена через нормальную нагрузку (или равную ей реакцию грунта R_n) и коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом сопротивления качению f :

$$P_f = f R_n. \quad (2.5)$$

В табл. 2.2 приведены значения f в зависимости от типа и состояния дорожного покрытия.

Таблица 2.2. Значения коэффициента сопротивления качению в зависимости от типа и состояния дорожного покрытия

Тип и состояние дорожного покрытия	f	Тип и состояние дорожного покрытия	f
Бетон, асфальтобетон и асфальт	0,01–0,03	Сухой суглинок	0,04–0,06
Бульварная мостовая	0,023–0,3	Мокрый суглинок	0,1–0,2
Укатанная сухая грунтовая дорога	0,02–0,03	Обледенелая дорога	0,01–0,03
Разбитая мокрая грунтовая дорога	0,1–0,25	Укатанный снег	0,03–0,05
Сухой песок	0,1–0,3	Рыхлый снег	0,1–0,3
Сырой песок	0,06–0,15		

Влияние скорости движения на коэффициент f сопротивления качению учитывает эмпирическая формула

$$f = f_0 (1 + v^2/1500), \quad (2.6)$$

где f_0 — коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля со скоростью менее 15 м/с; v — скорость автомобиля.

Сила тяжести, действующая на автомобиль и сопротивление его движению

Масса автомобиля указывается в технической характеристике автомобиля.

Масса снаряженного автомобиля — масса автомобиля без груза, полностью заправленного топливом, смазочными материалами и охлаждающей жидкостью с запасным колесом, инструментом и оборудованием.

Полная масса автомобиля включает в себя еще массу водителя и груза по номинальной грузоподъемности грузового автомобиля или массу пассажиров, число которых соответствует номинальной пассажироместности легковых автомобилей и автобусов.

В расчетах обычно учитывается полная масса.

Сила тяжести, действующая на автомобиль, стоящий на горизонтальной плоскости:

$$G = mg,$$

где G — сила тяжести; m — масса автомобиля; g — ускорение свободного падения.

Положение центра масс определяется у двухосного автомобиля расстояниями l_1 и l_2 до геометрических осей вращения колес соответственно переднего и заднего мостов. У трехосного автомобиля l_2 — расстояние от центра масс до оси балансира задней тележки. Расстояние $L = l_1 + l_2$ называется базой автомобиля.

При движении автомобиля по наклонному участку дороги с углом подъема α сила тяжести раскладывается на следующие составляющие:

- $G \cos \alpha$ — нормальная нагрузка автомобиля на дорогу, перпендикулярна дороге;
- $G \sin \alpha$ — сила сопротивления подъему, обозначается P_a , параллельна дороге (на спуске она направлена в сторону движения и называется скатывающей силой):

$$P_a = G \sin \alpha. \quad (2.7)$$

На крутых подъемах сопротивление подъему значительно превышает сопротивление качению. Так при $\alpha = 20^\circ$ $P_a = 0,36G$, а при $\alpha = 30^\circ$ $P_a = 0,5G$, тогда как P_f редко превышает $0,05$ – $0,08G$.

При небольших значениях угла α синус может быть заменен тангенсом. В дорожном строительстве тангенс угла наклона дороги к горизонту называют продольным уклоном i , который выражается в процентах. В этом случае сила сопротивления подъему

$$P_a = Gi. \quad (2.8)$$

Сила сопротивления качению и сила сопротивления подъему зависят от дорожных условий, так как коэффициент сопротивления качению f и угол подъема дороги α в совокупности определяют качество дороги, поэтому можно ввести такое понятие, как сила сопротивления дороги:

$$P_w = P_f + P_a.$$

При движении автомобиля по наклонной дороге сила сопротивления качению определяется как

$$P_f = Gf \cos \alpha.$$

Тогда сила сопротивления дороги

$$P_w = G(f \cos \alpha + \sin \alpha) \approx G(f + i). \quad (2.9)$$

Выражение в скобках называется коэффициентом сопротивления дороги и обозначается ψ :

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (2.10)$$

Тогда сила сопротивления дороги

$$P_w = G\psi. \quad (2.11)$$

Сила инерции или сила сопротивления разгону

Сила инерции поступательного движения автомобиля выражается через величину его ускорения:

$$P_j = mj, \quad (2.12)$$

где j — ускорение автомобиля; m — масса автомобиля.

Так как в автомобиле имеются вращающиеся детали значительной массы, то они также влияют на сопротивление разгону автомобиля. К этим деталям относятся маховик двигателя и колеса. Чтобы учесть влияние вращающихся масс вводят коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{вр}$, который показывает, во сколько раз сила, необходимая для разгона с заданным ускорением поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля, больше силы, необходимой для разгона только его поступательно движущихся масс.

С учетом коэффициента $\delta_{вр}$ уравнение (2.12) будет иметь вид

$$P_j = m j \delta_{вр}. \quad (2.13)$$

Значение коэффициента $\delta_{вр}$ определяется по формуле

$$\delta_{вр} = 1 + (J_n \eta_{тр}^2 + j_k) / (mr^2), \quad (2.14)$$

где J_n — момент инерции маховика; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии; $i_{тр}$ — передаточное число трансмиссии; J_k — суммарный момент инерции всех колес; m — масса автомобиля; r — радиус колеса.

Энергия, затрачиваемая на разгон деталей двигателя на прямой передаче, в два-три раза, а на низших передачах в восемь-десять раз больше энергии, расходуемой на разгон колес.

Если точное значение моментов инерции J_{α} и J_{κ} не известно, то коэффициент $\delta_{\text{пр}}$ определяется по эмпирической формуле

$$\delta_{\text{пр}} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 t_{\text{пр}}^2) m_a / m,$$

где $\delta_1 \approx \delta_2$ от 0,03 до 0,05; m_a — масса автомобиля с полной нагрузкой; m — фактическая масса автомобиля.

При движении автомобиля с отключенной от двигателя трансмиссией

$$\delta_{\text{пр}} \approx (1 + 0,5 m_a / m).$$

Сила сопротивления воздуха

Как всякое тело, движущееся в воздушной среде, автомобиль со стороны воздуха испытывает сопротивление, которое обуславливается двумя факторами: трением, возникающим в пограничных с автомобилем слоях воздуха, и вихреобразованием в окружающих его потоках.

Движущийся автомобиль увлекает за собой непосредственно прилегающий к нему слой воздуха, который воздействует на следующий за ним слой и т. д. скорость каждого последующего слоя меньше, чем предыдущего, что и вызывает трение между слоями. Чем выше скорость движения автомобиля, тем большие массы воздуха будут участвовать в движении и тем больше суммарная сила трения. Однако при скоростях, с которыми движутся автомобили, сопротивление, вызываемое трением в пограничных с автомобилем слоях воздуха весьма мало и им можно пренебречь.

Образование вихревых потоков можно представить, предположив, что на неподвижный автомобиль направлен с достаточной скоростью поток воздуха. Ударяясь об автомобиль, струи воздуха изменяют направление своего движения (рис. 2.6).

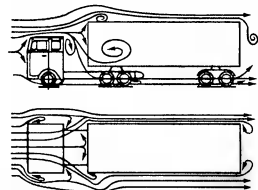


Рис. 2.6. Направление воздушных потоков, обтекающих автопоезд при его движении

В результате вихреобразования возникает разрежение воздуха сзади автомобиля, тогда как перед ним воздух несколько уплотняется, вследствие чего создается разность давлений воздуха впереди и сзади автомобиля.

Сопротивление воздуха при вихреобразовании зависит от площади поперечного сечения автомо-

биля и особенно от его формы. Усиление вихреобразования способствует наличие выступающих частей, прямых углов и резких переходов в форме автомобиля. Обтекаемые формы современных легковых автомобилей уменьшают сопротивление воздуха.

Сопротивление воздуха можно определить опытным путем, продувая автомобиль (модели) в аэродинамической трубе.

Аэродинамическая труба (рис. 2.7) позволяет получить равномерный прямолинейный установившийся воздушный поток заданной скорости. Основные требования, предъявляемые к аэродинамической трубе, — обеспечение необходимого воздушного потока и воспроизведение дорожных условий. Аэродинамическая труба обеспечивает измерение характеристик воздушного потока на 60 % площади поперечного сечения ее рабочей части с точностью позиционирования до 1 мм. Температура воздушного потока может изменяться от -25 до $+25$ °С и поддерживаться с точностью до $0,5$ °С.

В аэродинамической трубе можно не только исследовать обтекаемость автомобиля, но и определять эффективность очистки ветрового стекла и ряда других параметров, связанных с воздействием на кузов автомобиля потока воздуха.

Производители автомобилей имеют испытательные аэродинамические комплексы, в которые кроме аэродинамической трубы входят модельная аэродинамическая труба и стенд определения площади поперечного сечения автомобиля.

Модельная аэродинамическая труба предназначена для проведения полного цикла аэродинамических испытаний моделей автомобилей в масштабе 1:4.

Для расчета силы сопротивления воздуха можно использовать формулу, полученную опытным путем, которая справедлива для всех скоростей движения автомобиля, кроме самых малых:

$$P_{\omega} = \rho c F v^2, \quad (2.15)$$

где ρ — плотность воздуха; c — коэффициент сопротивления воздуха, зависящий от формы автомобиля; F — площадь лобового сопротивления, т. е. площадь проекции автомобиля на плоскость перпендикулярную плоскости движения; v — скорость автомобиля.



Рис. 2.7. Аэродинамическая труба

Считая, что плотность воздуха в реальных условиях движения автомобиля постоянна, произведение ρs , называемое коэффициентом обтекаемости $k_{\text{об}}$, также будет постоянным, тогда

$$P_{\text{о}} = k_{\text{об}} F v^2. \quad (2.16)$$

В табл. 2.3 приведены приблизительные значения коэффициента $k_{\text{об}}$.

Таблица 2.3. Значения коэффициента обтекаемости для различных автомобилей, $\text{H} \cdot \text{с}^2/\text{M}^4$

Автотранспортное средство	$k_{\text{об}}$
Легковые автомобили	0,2–0,35
Автобусы:	
капотной компоновки	0,45–0,55
вагонной компоновки	0,35–0,45
Грузовые автомобили:	
бортовые	0,5–0,7
с кузовом фургон	0,5–0,6
Автоцистерны	0,55–0,65
Автопоезда	0,85–0,95
Гонимые автомобили	0,15–0,2

Площадь лобового сопротивления с достаточной степенью точности (погрешность не более 10 %) можно определить следующим образом:

— для грузового автомобиля $F = BH$, где B — колея автомобиля; H — его высота;

— для легкового автомобиля $F = 0,78 B_a H$, где B_a — наибольшая ширина автомобиля.

При расчетах $P_{\text{о}}$ определяют место приложения данной силы, так называемый *центр парусности*.

Точное положение центра парусности автомобиля определяется опытным путем в аэродинамической трубе. Для приблизительных расчетов принимают высоту центра парусности, равную половине высоты автомобиля.

При скоростях выше 100–120 км/ч на автомобиль начинает действовать так называемая подъемная сила со стороны потока воздуха, находящегося под днищем автомобиля. Эта сила направлена вертикально вверх и стремится оторвать автомобиль от поверхности дороги, в результате чего ухудшается его устойчивость и управляемость.

У спортивных автомобилей благодаря специальной форме кузова (использование антикрыла) эта сила направлена вниз и увеличивает силу сцепления колес с дорогой.

В случае буксировки прицепа с помощью буксирного устройства возникает сила на крюке, которая также направлена в сторону, противоположную силе тяги.

Разложив $P_{\text{пр}}$ на составляющие можно написать

$$P_{\text{пр}} = G' \sin \alpha + P'_j + P'_f,$$

где G' — сила тяжести; P'_j и P'_f — силы сопротивления инерции и качению колес прицепа соответственно.

Сила сопротивления воздуха для прицепа не учитывается, так как она прилагается к центру парусности тягача.

2.5. Нормальная реакция дороги

Нормальная реакция дороги R_z не совершает ни полезной работы, ни работы сопротивления движению. Однако при изучении тягово-скоростных свойств автомобиля их необходимо учитывать, так как R_z определяет силы сопротивления качению и сцепления колес с опорной поверхностью. Нормальные реакции необходимы при оценке таких эксплуатационных свойств автомобиля, как торможение, управляемость, устойчивость и проходимость, а также при расчетах мостов.

Сила тяжести автомобиля распределяется по всем его колесам и со стороны дороги действуют соответствующие нормальные реакции. Однако равномерное распределение массы автомобиля на колеса и равнозначные нормальные реакции со стороны дороги хотя и могут иметь место, как правило исключение.

Рассмотрим силы, действующие на автомобиль, стоящий на горизонтальной дороге (рис. 2.8, а).

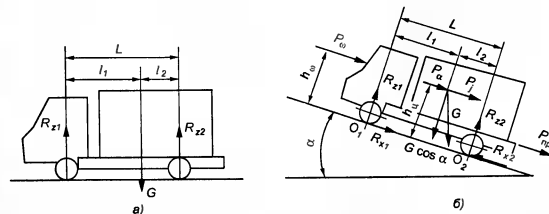


Рис. 2.8. Силы, действующие на автомобиль, стоящий на горизонтальной дороге (а), и при его разгоне и подъеме (б)

Из центра тяжести автомобиля действует вектор силы тяжести G . Центр тяжести расположен на расстоянии l_1 от оси переднего моста и на расстоянии l_2 от оси заднего моста. Нормальные реакции R_{z1} и R_{z2} , действующие соответственно на передние и задние колеса, равны составляющим веса автомобиля G_1 и G_2 , приходящиеся на эти колеса.

Составим два уравнения статики:

— уравнение проекции на ось, перпендикулярную плоскости дороги:

$$R_{z1} + R_{z2} = G;$$

— уравнение моментов относительно опорной точки заднего колеса:

$$R_{z1}L - Gl_2 = 0,$$

где L — расстояние между осями автомобиля (база автомобиля).

Следовательно, в статическом состоянии автомобиля

$$R_{z1} = G_1 = Gl_2/L, \quad (2.17)$$

$$R_{z2} = G_2 = Gl_1/L. \quad (2.18)$$

Во время движения нормальные реакции дороги изменяются под действием различных сил и моментов. На рис. 2.8, б показана схема сил, действующих на автомобиль при его разгоне и на подъеме. Составим для одиночного автомобиля уравнение проекций сил на ось ординат и уравнение моментов сил относительно опорных точек O_1 и O_2 :

$$R_{z1} + R_{z2} = G \cos \alpha,$$

$$(P_j + P_\alpha)h_u + P_\alpha h_\alpha + R_{z1}L - Gl_2 \cos \alpha = 0.$$

$$R_{z2}L - (P_j + P_\alpha)h_u - P_\alpha h_\alpha - Gl_1 \cos \alpha = 0.$$

Предположив для упрощения, что $h_\alpha = h_u$ имеем

$$R_{z1} = [Gl_2 \cos \alpha - h_u(P_j + P_\alpha + P_\alpha)]/L, \quad (2.19)$$

$$R_{z2} = [Gl_1 \cos \alpha - h_u(P_j + P_\alpha + P_\alpha)]/L. \quad (2.20)$$

Полученные уравнения показывают, что нормальные реакции дороги на передние колеса автомобиля уменьшаются, а на задние увеличиваются с увеличением крутизны подъема, интенсивности разгона, а также с ростом силы сопротивления воздуха движению автомобиля.

Изменение динамических нормальных реакций относительно статических учитывает коэффициент изменения нормальных реак-

ций (m_p), который представляет собой отношение нормальных реакций, действующих на мост автомобиля при его движении, к реакциям, действующим на тот же мост автомобиля, который находится в статическом положении:

— для передних колес

$$m_{p1} = R_{z1}/R_{z1ст}, \quad (2.21)$$

— для задних колес

$$m_{p2} = R_{z2}/R_{z2ст}. \quad (2.22)$$

Во время разгона автомобиля предельные значения коэффициентов составляют: m_{p1} от 0,55 до 0,7; m_{p2} от 1,2 до 1,35, т. е. во время разгона нагрузка на передний мост уменьшается, а на задний возрастает по сравнению с нагрузками в статическом положении.

При торможении автомобиля наблюдается обратное. Это объясняет подъем передней части автомобиля при разгоне и наклон ее вниз («клевок») при торможении.

2.6. Уравнение движения автомобиля

Рассмотрев все силы (см. рис. 2.5), которые действуют на автомобиль во время его прямолинейного движения, можно сделать вывод, что только одна сила P_T обеспечивает движение автомобиля, остальные препятствуют движению. Спроектировав все силы на плоскость опорной поверхности автомобиля, получим уравнение динамики прямолинейного движения:

$$P_T = P_\alpha + P_j + P_j + P_\alpha = P_\alpha + P_j + P_\alpha. \quad (2.23)$$

Движение возможно лишь в том случае, если сила тяги P_T будет больше суммы сил P_α , P_j , P_α . И движение возможно лишь до тех пор, пока не начнется пробуксовка ведущих колес, т. е. сила тяги на ведущих колесах не превысит значение, при котором не будет происходить сцепление шин с поверхностью дороги.

2.6.1. Сила тяги по сцеплению

Касательные реакции дороги составляют силу тяги. Эти реакции представляют собой силы трения и силы зацепления, последние возникают на деформируемом грунте. Сила тяги колеса, которую можно реализовать на данном дорожном покрытии или грунте, имеет предел, зависящий от сцепных свойств шины.

Предельное значение силы тяги, которое можно реализовать по сцепным свойствам дороги, называется силой тяги по сцеплению P_{φ} .

Основными факторами, влияющими на силу тяги по сцеплению, являются:

- нагрузка на ведущие колеса (сцепная нагрузка) и ее распределение по колесам;
- качество и состояние дорожного покрытия (грунта);
- удельное давление;
- тип силовой передачи;
- конструкция шин;
- состояние протектора шин.

Сцепная нагрузка. При увеличении нагрузки на колесо увеличивается сила трения и сила зацепления. Сила тяги по сцеплению прямо пропорциональна сцепной нагрузке G_{φ} или нормальным реакциям на ведущих колесах:

$$P_{\varphi} = \varphi_x R_x, \quad (2.24)$$

где φ_x — коэффициент продольного сцепления колеса с опорной поверхностью.

А так как сила тяги определяется максимальным значением касательной реакции дороги, которая пропорциональна R_x , то

$$\varphi_x R_x \geq \varphi_x R_{x \max}$$

где $R_{x \max}$ — максимально возможная продольная реакция по сцеплению.

Коэффициент φ_x находится экспериментальным путем как правило при скольжении колеса в тормозном режиме, т. е. при протаскивании полностью заторможенного колеса:

$$\varphi_x = R_{x \max} / R_x.$$

Качество и состояние дорожного покрытия являются решающими факторами, влияющими на коэффициент сцепления φ_x . При движении автомобиля по дороге с твердым покрытием коэффициент φ_x зависит от шероховатости и влажности дороги, наличия пыли и грязи. Коэффициент φ_x уменьшается уже при толщине слоя воды 0,2 мм. При определенной толщине воды на шины действует подъемная гидродинамическая сила F_n (рис. 2.9, а) и лишь часть поверхности шины контактирует с поверхностью дороги.

При этом значение φ_x уменьшается тем больше, чем больше толщина водяной пленки. Если дорога покрыта грязью, то в связи с тем, что ее плотность по сравнению с водой больше, подъемная сила тоже больше, и, следовательно, значение φ_x еще меньше.



Рис. 2.9. Взаимодействие колеса и мокрой дороги: а — при частичном контакте шины с поверхностью дороги; б — при полном отсутствии контакта

При движении по мокрым дорогам большое влияние на коэффициент φ_x оказывает скорость движения. В этом случае подъемная сила растет пропорционально квадрату скорости движения, что в конце концов может привести к аквапланированию, когда между колесами и дорогой полностью отсутствует контакт (рис. 2.9, б).

Удельное давление (давление воздуха в шинах). Уменьшение удельного давления связано с увеличением площади опорной площадки, что приводит к увеличению силы сцепления на неуплотненных грунтовых дорогах, так как в этом случае в работу вступает большее число грунтозацепов. Повышение удельного давления может благоприятно сказаться на сцеплении при движении по влажным дорожным покрытиям, так как в этом случае происходит выдавливание влаги из-под колес.

Тип трансмиссии. Многочисленные опыты показали, что применение гидромеханической трансмиссии обеспечивает повышение силы тяги по сцеплению. Главную роль здесь играет возможность плавного изменения величины тяговых моментов на ведущих колесах, в то время как при ступенчатых коробках передач потеря сцепления колес с опорной поверхностью чаще всего бывает связана с «рывками», т. е. с резким изменением величины подводимого момента к ведущим колесам.

Конструкция шин. Важную роль играют рисунок протектора, а для шин повышенной проходимости размеры (особенно высота) грунтозацепов протектора.

Протектор шин легковых автомобилей имеет как правило мелкий рисунок, обеспечивающий хорошее сцепление с твердым покрытием.

Наименьший коэффициент сцепления у шин с полностью изношенным рисунком протектора. Поэтому использование автомобилей с такими шинами запрещено. Недостаточная величина коэффициента сцепления является причиной многих дорожно-транспортных происшествий. Для обеспечения безопасности движения его величина не должна быть меньше 0,4.

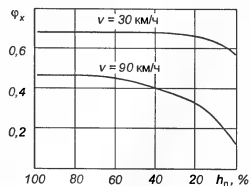


Рис. 2.10. Зависимость и изменения значений коэффициентов сцепления от высоты (h_n) рисунка протектора при различных скоростях движения

равна 1/6 окружности шины, для легковых автомобилей меньше 1,6 мм, для автобусов меньше 2 мм, для грузовых автомобилей, прицепов и полуприцепов меньше 1 мм.

Таким образом, основными факторами, определяющими силу тяги по сцеплению при равных нагрузках, являются вид и состояние дорожного покрытия.

В табл. 2.4 приведены значения коэффициента сцепления для дорог с различными типами и состояниями покрытий. Максимальная величина коэффициента сцепления не превышает 0,8. Следовательно, полноприводный автомобиль с заблокированной трансмиссией на горизонтальном участке в состоянии развить тягу до 80 % своей массы.

На дорогах с низкими сцепными свойствами ϕ_x снижается до 0,2 и становится соизмеримым с f . Это означает, что движение может оказаться невозможным из-за отсутствия запаса силы тяги по сцеплению. Следовательно, условие качения колес без скольжения можно представить в виде

$$P_T \leq P_{\phi} = \phi R_c. \quad (2.25)$$

Если $P_T < P_{\phi}$, ведущие колеса катятся без буксования. Если $P_T > P_{\phi}$, ведущие колеса пробуксовывают, а для движения используется лишь часть силы тяги, равная ϕR_c . Остальная часть силы тяги вызывает ускоренное вращение буксующих колес.

Буксование колес связано со значительными потерями энергии на трение шин о дорогу и разрушение опорной поверхности. При расчетах считают, что касательная реакция на ведущих колесах не превышает силы сцепления шин с дорогой.

При полном буксовании ведущих колес коэффициент сцепления может быть на 10–25 % меньше максимального.

Износ протектора. При износе протектора более чем на 50 % резко уменьшается коэффициент сцепления. При полном износе рисунка протектора на мокрых дорогах с недостаточной шероховатостью коэффициент сцепления может снизиться до 0,15 (рис. 2.10).

Правила дорожного движения запрещают эксплуатацию автомобиля, если остаточная высота рисунка протектора на площади, ширина которой равна половине ширины беговой дорожки, а длина

Таблица 2.4. Значения коэффициентов сцепления шин автомобилей для дорог с различными типами и состояниями покрытий

Тип дорожного покрытия	Состояние дорожного покрытия	
	Сухое	Влажное
Бетон, асфальтобетон и асфальт гладкий	0,7–0,8	0,5–0,7
Бульжик	0,6–0,7	0,4–0,5
Укатанная грунтовая дорога	0,5–0,6	0,2–0,4
Разбитая грунтовая дорога	0,4–0,5	0,15–0,3
Песок	0,2–0,3	0,4–0,5
Суглинок	0,4–0,5	0,2–0,4
Задерненный луг	—	0,2–0,4
Непокое болото	—	0,1–0,3
Обледелая дорога	0,05–0,15	
Укатанный снег	0,3–0,5	
Рыхлый снег	0,2–0,4	

Увеличение скорости движения также приводит к уменьшению коэффициента сцепления. Так, при скоростях движения 40–50 м/с коэффициент ϕ может быть в несколько раз меньше, чем при скоростях 10–15 м/с.

2.6.2. Условия возможности движения

Согласно уравнению (2.23) равномерное безостановочное движение автомобиля возможно лишь при условии

$$P_T > P_{\psi} + P_{\omega}. \quad (2.26)$$

Выполнение этого условия для безостановочного движения автомобиля необходимо, но не достаточно. так как оно возможно лишь при отсутствии буксования ведущих колес.

Учитывая формулу (2.25) условие безостановочного движения можно выразить как

$$\phi R_c \geq P_T \geq P_{\psi} + P_{\omega}. \quad (2.27)$$

Если суммарная сила сопротивления движению больше силы тяги, то движение остановится. Если сила тяги больше силы сцепления, то ведущие колеса будут буксовать.

Формула (2.27) справедлива для полноприводных автомобилей, где $R_c = m$. Для переднеприводных автомобилей вместо R_c следует подставить R_{c1} , а для заднеприводных R_{c2} .

Контрольные вопросы

1. Что называется тяговой характеристикой автомобиля?
2. Что можно определить с помощью тяговой характеристики?
3. Какие силы и моменты действуют на ведущие колеса автомобиля?
4. Объясните роль касательной и боковой реакций на колесо автомобиля.
5. Что такое статический, динамический радиус и радиус качения колеса?
6. От чего зависит КПД зубчатой передачи?
7. Как определяется КПД силовой передачи автомобиля?
8. Нарисуйте схему сил, действующих на автомобиль при прямолинейном движении.
9. От чего зависит сила сопротивления качению колеса? Напишите формулу.
10. Какие факторы влияют на сопротивление качению?
11. Что такое собственная и полная массы автомобиля?
12. Что такое база автомобиля?
13. От чего зависит сила сопротивления подъему? Напишите формулу.
14. Что такое сила сопротивления дороги и коэффициент сопротивления дороги? Напишите формулу.
15. От чего зависит сила инерции автомобиля?
16. От чего зависит сила сопротивления воздуха? Напишите формулу.
17. Напишите уравнение динамики прямолинейного движения автомобиля.
18. Что такое сила тяги по сцеплению шин с дорогой?
19. Какие факторы влияют на силу тяги по сцеплению шин с дорогой?
20. Что такое аквапланирование колеса и чем оно опасно?
21. Напишите формулу условия качения колес без скольжения.
22. Напишите формулу условия возможности движения автомобиля.

Глава 3

ТЯГОВАЯ ДИНАМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

3.1. Силовой и мощностной балансы автомобиля

3.1.1. Силовой баланс

Уравнение динамики прямолинейного движения автомобиля (2.23) является также уравнением силового баланса автомобиля.

Для того, чтобы данное уравнение связать с тяговой характеристикой, его дополняют зависимостями сил сопротивления движения автомобиля от его скорости (рис. 3.1).

Для этого на графике тяговой характеристики наносятся значения P_v для дорожных условий, которые характеризуются конкрет-

ным значением ψ . При скорости близкой к максимальной прямая P_v переходит в кривую, так как увеличиваются значения P_r из-за увеличения потерь в эластичной шине. Затем определяются значения P_{ω} , которые суммируются со значением P_v . В силу того, что P_{ω} зависит от скорости в квадрате, то прямая $(P_v + P_{\omega})$ при увеличении скорости движения автомобиля переходит в параболу.

График силового баланса наглядно показывает возможности движения автомобиля в данных дорожных условиях. Так при равномерном движении максимальная скорость движения на четвертой передаче развивается до значений v_{\max} .

Если кривая P_t проходит рядом с кривой $(P_v + P_{\omega})$, то отрезки, заключенные между этими кривыми (P_s), соответствуют запасу силы тяги, которую можно использовать при преодолении повышенного сопротивления дороги, для разгона автомобиля или буксирования прицепа. Следовательно, при максимальной скорости запас силы тяги равен нулю и ускорение невозможно.

Для определения значения максимального сопротивления дороги, которое может преодолеть автомобиль при равномерном движении, например со скоростью v_1 , надо из ординаты P_t вычесть отрезок ab , соответствующий силе P_{ω} при скорости v_1 . Сумма отрезков P_s и bc представляет собой силу P_v при максимальном сопротивлении дороги ψ_{\max} .

Если данные дорожные условия характеризуются коэффициентом сцепления φ_s , определим силу сцепления P_{ϕ} на ведущих колесах и отложим ее значения на оси P_t , после чего проведем из полученной точки горизонталь.

В зоне, расположенной ниже этой горизонтали, соблюдаются условия $P_t \leq P_{\phi}$, а зона выше этой линии характеризуется тем, что движение невозможно из-за буксования колес.

В примере, представленном на рис. 3.1, движение автомобиля возможно на второй, третьей и четвертой передачах во всем интервале их скоростей. На первой передаче движение без буксования ведущих колес возможно лишь со скоростью v_2 или большей. Так как значения P_t получены по внешней скоростной характеристике двигателя, то для движения на первой передаче и со скоростью меньше, чем v_2 необходимо перейти на частичные нагрузки.

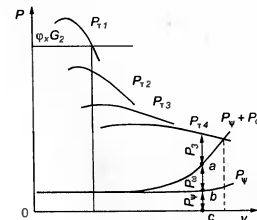


Рис. 3.1. Силовой баланс автомобиля

В уравнении силового баланса все силы сопротивления условно имеют знак плюс. Однако силы P_a и P_j в зависимости от условий движения могут иметь различные знаки. Сила P_a при преодолении автомобилем подъема и сила P_j при разгоне имеют положительные значения, и наоборот, P_a при движении на спуске, а P_j при движении с замедлением имеют отрицательные значения.

3.1.2. Мощностной баланс

Иногда вместо силового баланса, характеризующего возможности движения, пользуются мощностным балансом.

Умножив все члены уравнения (2.23) на $v/1000$, получим уравнение силового баланса:

$$N_{\tau} = (N_{\psi} + N_{\omega} + N_j), \quad (3.1)$$

где N_{τ} — тяговая мощность,

$$N_{\tau} = P_{\tau}v/1000 = M_{\kappa}i_{\text{тр}}\eta_{\text{тр}}v/1000r = N_{\tau}\eta_{\text{тр}}; \quad (3.2)$$

N_a — мощность, затрачиваемая на преодоление подъема,

$$N_a = P_a v/1000 = G \sin \alpha v/1000; \quad (3.3)$$

N_j — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению

$$N_j = P_j v/1000 = Gf \cos \alpha v/1000; \quad (3.4)$$

N_{ω} — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха,

$$N_{\omega} = P_{\omega} v/1000 = k_{\omega} F v^3/1000; \quad (3.5)$$

N_j — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону,

$$N_j = P_j v/1000 = m_0 \delta_{\text{пр}} vj/1000; \quad (3.6)$$

N_{ψ} — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги,

$$N_{\psi} = N_f + N_{\omega} = G\psi v/1000. \quad (3.7)$$

Уравнение мощностного баланса устанавливает соотношения между мощностью, подводимой к колесам автомобиля и мощностью, необходимой для преодоления сопротивления движению автомобиля.

Используя уравнение (3.1), построим график мощностного баланса (рис. 3.2) при движении автомобиля на одной из передач. Для этого построим скоростную характеристику двигателя.

По формуле (3.2) с учетом $\eta_{\text{тр}}$ аналогично кривой N_e построим кривую изменения N_{τ} и используя формулу (3.7), построим кривую N_{ψ} . При этом следует иметь в виду, что при $v > 15$ м/с коэффициент ψ будет изменяться с учетом формулы (2.10).

Вверх от кривой N_{ψ} откладывают значения мощности сопротивления воздуха N_{ω} (кривая $N_{\psi} + N_{\omega}$). Отрезки ординат между кривой $(N_{\psi} + N_{\omega})$ и осью абсцисс соответствуют суммарной мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления дороги и воздуха. Отрезки, заключенные между кривыми N_{τ} и $(N_{\psi} + N_{\omega})$, характеризуют запас мощности N_{ω} , который может быть использован для преодоления повышенного сопротивления дороги автомобилем или буксирования прицепа.

При равномерном движении автомобиля без прицепа мощность N_{τ} расходуется только на преодоление сопротивления дороги и воздуха, и если дроссель открыт полностью наибольшая скорость движения достигается, когда автомобиль развивает мощность, равную сумме мощностей N_{ψ} и N_{ω} (точка А).

График мощностного баланса для всех передач строят таким же образом, только вместо пары кривых N_e и N_{τ} строят столько кривых, сколько передач в коробке передач.

3.2. Динамическая характеристика автомобиля

Тяговая характеристика недостаточно удобна для сравнительной оценки тяговых свойств автомобилей, обладающих различной массой, так как даже при равномерном движении значение P_{τ} зависит от массы автомобиля, и для разных дорожных условий пришлось бы строить разные кривые P_{τ} и P_{ω} или N_{ψ} и $(N_{\psi} + N_{\omega})$.

В то же время в уравнении (2.23) движения автомобиля только два члена не связаны с массой автомобиля — это силы P_i и P_{ω} .

Из уравнения (2.23) получим

$$P_{\tau} - P_{\omega} = P_{\psi} + P_j.$$

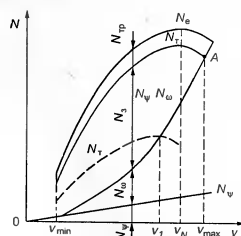


Рис. 3.2. Мощностной баланс автомобиля при движении на высшей передаче

Разделив это выражение на силу тяжести автомобиля, и принимая во внимание формулы (2.9) и (2.11), получим

$$(P_T - P_{\infty})/G = (\psi + \delta_{\text{пр}j})/g$$

или при равномерном движении

$$(P_T - P_{\infty})/G = \psi.$$

Левая часть данного выражения называется *динамическим фактором*:

$$D = (P_T - P_{\infty})/G, \quad (3.8)$$

следовательно,

$$D = (\psi + \delta_{\text{пр}j})/g. \quad (3.9)$$

Таким образом, выражение (3.9) представляет собой уравнение динамики прямолинейного движения автомобиля в безразмерной форме. Решение уравнения движения автомобиля с использованием динамического фактора существенно упрощает задачу.

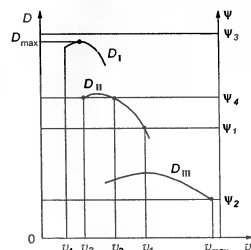


Рис. 3.3. Динамическая характеристика автомобиля для первой — третьей передач соответственно

Поскольку P_T и P_{∞} находятся в зависимости от скорости движения (2.4)–(2.16), то и динамический фактор также зависит от нее, т. е. $D = f(v)$.

Зависимость динамического фактора автомобиля с полной нагрузкой от скорости движения на различных передачах называется *динамической характеристикой автомобиля* (рис. 3.3). Построение динамической характеристики проводится аналогично тяговой, но с учетом формул (3.8) и (2.16).

Динамическая характеристика автомобиля позволяет быстро решать ряд задач, связанных с определением тягово-скоростных возможностей автомобиля.

1. Возможная скорость движения

При равномерном движении формула (3.9) примет вид

$$D = \psi. \quad (3.10)$$

При известных дорожных условиях, которые характеризуются величиной ψ по оси ординат откладывают значение D и проводят горизонталь до пересечения с кривой, например ψ_1 . Из точки пересечения, опустив перпендикуляр на ось абсцисс, определяют значение

максимальной скорости v_1 данного автомобиля в данных дорожных условиях на данной передаче. Если дорожные условия характеризуются коэффициентом ψ_2 , то автомобиль способен развить максимальную скорость, так как значения его динамического фактора на высшей передаче больше, чем значение ψ_2 . Если значение ψ_3 больше, чем значение D_{max} , то движение невозможно. Если дорожные условия иные и характеризуются ψ_4 , то максимальная скорость будет равна v_3 .

Минимально возможная скорость движения будет определяться минимальной скоростью, которую может поддерживать автомобиль на низкой передаче в том случае, если кривая этой передачи находится выше соответствующей прямой ψ . В данном примере это скорость v_2 на второй передаче и v_4 на первой передаче.

2. Преодолеваемое сопротивление

Задав скорость движения, т. е. восстановив перпендикуляр из точки, соответствующей значению этой скорости, до пересечения с кривой, спроектируем эту точку пересечения на ось ординат.

Так как $D = \psi$, а $\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$, то задача сводится либо к определению коэффициента сопротивления качению при заданном угле подъема, тогда

$$f = (D - \sin \alpha) / \cos \alpha, \quad (3.11)$$

либо к определению преодолеваемого угла подъема при заданном сопротивлении качению.

Из уравнений (2.10) и (3.10) получим

$$\sin \alpha = (D - f) \sqrt{1 + f^2 - D^2} / (1 + f^2). \quad (3.12)$$

Учитывая, что f^2 значительно меньше единицы, можно воспользоваться упрощенной формулой:

$$\sin \alpha = D - f \sqrt{1 - D^2}. \quad (3.13)$$

При определении максимального угла подъема, который может преодолеть автомобиль, в данную формулу надо подставлять максимальное значение D по динамической характеристике.

Пример. Найти предельный угол подъема, преодолеваемого автомобилем при $D_{\text{max}} = 0,4$ и $f = 0,02$ (асфальтобетонное покрытие).

Решение. Из формулы (3.12) получим

$$\sin \alpha = 0,4 - 0,02 \sqrt{1 + 0,02^2 - 0,4^2} / (1 + 0,02^2) = 0,381.$$

Используя формулу (3.13),

$$\sin \alpha = 0,4 - 0,02 \sqrt{1 - 0,4^2} = 0,38.$$

Разница двух результатов составляет менее 1%. Предельный угол равен 22,5°.

3. Ускорение автомобиля

Для определения ускорения автомобиля при заданной скорости движения и заданном сопротивлении используем формулу (3.9)

$$j = dv/dt = g/\delta (D - \psi). \quad (3.14)$$

Очевидно, что условием ускоренного движения является превышение динамического фактора над коэффициентом дорожного сопротивления (наличия запаса D). При $dv/dt \neq 0$ скорость автомобиля изменится, поэтому динамический фактор и зависящее от него ускорение также будут переменными. Следовательно, по формуле (3.14) можно определить текущее значение ускорения. В зависимости от того, возрастает или убывает динамический фактор, соответственно меняется и ускорение.

4. Возможная сила тяги на крюке

Возможная сила тяги на крюке может быть определена при равномерном движении автомобиля с заданной скоростью и заданным сопротивлением дороги:

$$P_{\text{кр}} = (D - \psi)G. \quad (3.15)$$

5. Обеспеченность движения по сцеплению

Как было показано выше движение автомобиля без пробуксовки ведущих колес определяется условием

$$P_t \leq P_{\phi}.$$

Разность ($P_{\phi} - P_t$) представляет собой некоторый запас по сцеплению при ускоренном движении автомобиля. Подставим выражение (2.25) в формулу (3.8), пренебрегая значением P_{ϕ} в виду того, что недостаток сцепления по условиям буксования проявляется на малых скоростях, тогда

$$D_{\phi} = P_{\phi}/G = G_c \varphi \cos \alpha / G_s, \quad (3.16)$$

где G_c — сцепная сила тяжести, т. е. статическая нагрузка на ведущие колеса автомобиля на горизонтальном участке. Аналогично формуле (2.25) выразим условие движения автомобиля без буксования ведущих колес как

$$D \leq D_{\phi}.$$

Нанося на динамическую характеристику ряд значений D_{ϕ} (рис. 3.4)

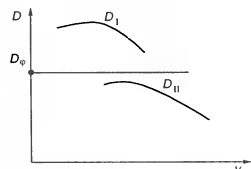


Рис. 3.4. Определение возможности использования динамического фактора в различных условиях движения по сцеплению

при различных ($\varphi \cos \alpha$), можно определить, будет ли реализован динамический фактор в тех или иных условиях движения.

Если кривая динамического фактора окажется выше линии D_{ϕ} , то это означает, что для данной передачи полностью реализовать силу тяги по двигателю невозможно.

3.3. Динамический паспорт автомобиля

3.3.1. Номограмма нагрузок

Динамическая характеристика рассчитывается и строится для автомобиля с полной нагрузкой. Однако фактическая масса автомобиля в зависимости от его нагрузки может меняться в широких пределах, т. е. сила тяжести автомобиля может меняться от G_n до G . Динамический фактор автомобиля в этом случае будет также меняться соответственно.

Чтобы не пересчитывать при каждом изменении нагрузки величину D , динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок, которую строят следующим образом. Ось абсцисс динамической характеристики продолжают влево (рис. 3.5, а) и на ней наносят шкалу нагрузки H в процентах (для грузовых автомобилей) или указывают число пассажиров (для легковых автомобилей и автобусов). Через нулевую точку шкалы нагрузок приводят прямую, параллельную оси ординат, и на ней наносят шкалу динамического фактора D_0 для автомобиля без нагрузки.

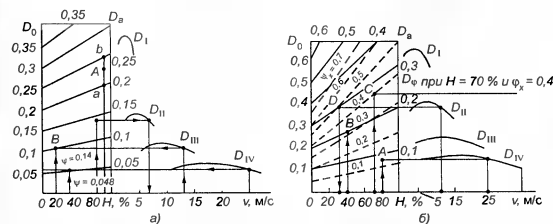


Рис. 3.5. Использование динамической характеристики автомобиля: а — динамическая характеристика с номограммой нагрузок; б — динамический паспорт автомобиля

Масштаб шкалы D_0 определяют по формуле

$$a_0 = a_c G_0 / G_{\sigma},$$

где a_c — масштаб шкалы динамического фактора для автомобиля с полной нагрузкой; G_0 — собственная масса автомобиля в снаряженном состоянии, включая массу водителя.

Равнозначные деления шкал соединяют прямыми линиями.

Наклонные линии по номограмме нагрузок обычно проводят через круглые значения динамического фактора, а промежуточные значения определяют интерполированием.

3.3.2. График контроля буксования

График контроля буксования представляет собой зависимость динамического фактора по сцеплению от нагрузки и позволяет определить предельную возможность движения по условиям сцепления колес с дорогой.

Для построения графика определяют динамический фактор по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой и без нее для различных коэффициентов сцепления, начиная с $\varphi_x = 0,1$:

$$D_{\sigma\varphi} = (G_2 / G_{\sigma}) \varphi_x, \quad D_{0\varphi} = (G_{02} / G_0) \varphi_x,$$

где $D_{\sigma\varphi}$ — динамический фактор по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой; $D_{0\varphi}$ — динамический фактор по сцеплению без нагрузки; G_{02} — сила тяжести, воспринимаемая ведущими колесами автомобиля без нагрузки.

Значения $D_{\sigma\varphi}$ откладывают по оси D_0 номограммы нагрузок (рис. 3.5, б), а значение $D_{0\varphi}$ по оси D_0 , полученные точки соединяют прямой штриховой линией, на которой указывают величину коэффициента сцепления $\varphi_x = 0,1$. Аналогично определяют положения линий для φ_x от 0,2 до 0,8.

Используя график контроля буксования можно определить минимальное значение коэффициента φ_x , необходимое для движения с заданными нагрузкой H и скоростью v или с заданными нагрузкой и коэффициентом ψ .

В первом случае поступают так же, как при определении динамического фактора по известным значениям нагрузки и скорости, только вместо величины D (сплошные наклонные линии) определяют значение D_0 (штриховые линии). Так при скорости $v = 25$ м/с и нагрузке $H = 80$ % коэффициент $\varphi_x = 0,12$ (точка А).

Во втором случае проводят вертикальную линию через точку, соответствующую известному значению нагрузки H , и на ней откла-

дывают значение коэффициента ψ , после чего по наклонным штриховым линиям определяют коэффициент φ_x . Так при нагрузке $H = 40$ % и коэффициент $\varphi = 0,2$ коэффициент $\varphi_x = 0,32$ (точка В).

При известных значениях нагрузки H и коэффициента φ_x можно определить максимальные значения коэффициента ψ и скорости v или нагрузку и скорость при известных величинах ψ и φ_x . Например, если нагрузка $H = 70$ % и коэффициент $\varphi_x = 0,4$ (точка С), то коэффициент $\psi = 0,27$. При таком коэффициенте сопротивления дороги автомобиль может двигаться лишь на первой передаче. При коэффициентах $\psi = 0,3$ и $\varphi_x = 0,5$ нагрузка $H = 30$ %, а скорость автомобиля $v = 11$ м/с.

3.4. Разгон автомобиля

Способность автомобиля быстро набирать скорость после трогания с места или переключения ступеней в коробке передач называется его **приемистостью**.

Приемистость оценивается временем разгона автомобиля до заданной скорости. В известной степени параметром оценки приемистости может служить и **путь разгона**, что существенно для автомобилей, работающих главным образом в городских условиях, где остановочные часты, а расстояния между ними малы.

В городских условиях приемистость может быть решающим фактором, определяющим среднюю скорость движения автомобиля.

Параметром разгона является ускорение.

В случае работы двигателя с полной подачей топлива ускорение j можно определить из уравнения (3.9):

$$j = (D - \psi)g/\delta_{\text{впр}}. \quad (3.17)$$

Очевидно, что ускорение зависит от коэффициента дорожного сопротивления ψ , скорости v и передаточного числа силовой передачи $i_{\text{тр}}$ на i -ой передаче, поскольку значения D зависят от скорости и включенной передачи, а значение $\delta_{\text{впр}}$ — от передаточного числа силовой передачи на i -ой передаче (2.13).

Имея динамическую характеристику, а также значение $\delta_{\text{впр}}$, можно для различных значений ψ и $i_{\text{тр}}$ построить графики зависимости $j = f(v)$ (рис. 3.6).

Как видно из графика, ускорение не остается постоянным, поскольку меняется сила тяги P , из-за изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя, уравнения (2.3) и (2.4), и сопротивле-

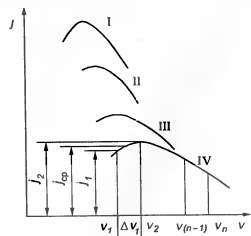


Рис. 3.6. Зависимости ускорения от скорости движения соответственно на первой—четвертой передачах

Более удобными оценочными показателями приемистости автомобиля является время t_p и путь S_p разгона автомобиля в заданном интервале скоростей. Эти показатели могут быть определены опытным или расчетным путем, причем в последнем случае пробуксовки сцепления при трогании автомобиля с места и переключением передач пренебрегают, т. е. считают, что после включения передачи колесам сразу же передается мощность двигателя, соответствующая полной подаче топлива.

По методу академика Е. А. Чудакова и Н. А. Яковлева расчетный интервал скоростей разбивают на мелкие участки, как показано на рис. 3.6, и считают, что на каждом из участков автомобиль разгоняется с постоянным ускорением:

$$j = j_{cp} = 0,5(j_1 + j_2),$$

где j_1 и j_2 — ускорение в начале и конце участка.

Для точности расчета интервалы скоростей 0,5—1 м/с — на первой передаче, 1—3 м/с — на промежуточных и 3—4 м/с — на высшей передаче.

Для каждого участка можно записать

$$v_2 = v_1 + j_{cp}\Delta t, \quad (3.18)$$

где v_1 и v_2 — скорости начала и конца участка соответственно; Δt — время, за которое скорость изменяется от v_1 до v_2 .

Из уравнения (3.18)

$$\Delta t = (v_2 - v_1)/j_{cp}. \quad (3.19)$$

ние воздуха $P_{\text{в}}$, что приводит к снижению значения D , а значит и j по уравнению (3.17).

Точная оценка приемистости автомобиля по зависимости $j=f(v)$ при движении по дорогам с одинаковым значением коэффициента ψ (обычно ψ от 0,015 до 0,02) затруднительна. Причина в том, что у разных автомобилей не только различные максимальные ускорения на каждой передаче, но и характер зависимости $j=f(v)$, а также число ступеней силовой передачи.

Полное время разгона t_p в интервале скоростей равно сумме $\Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$.

По значениям t_i определенным для различных скоростей, строят график разгона автомобиля, показывающий зависимость скорости от времени разгона (рис. 3.7).

При переключении передач автомобиль некоторое время движется по инерции, т. е. $P_T = 0$ и соответственно формула (3.17) примет вид

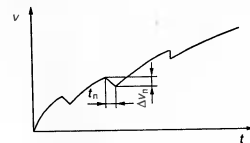


Рис. 3.7. График разгона

При переключении передач автомобиль некоторое время движется по инерции, т. е. $P_T = 0$ и соответственно формула (3.17) примет вид

$$j = \{[(P_T - P_{\text{в}})/G] - \psi\}(g/\delta_{\text{пр}}) = \{(P_{\text{д}}/G) + \psi\}(g/\delta_{\text{пр}}),$$

где $\delta_{\text{пр}}$ — коэффициент учета вращающихся масс при неработающем двигателе.

Последнее выражение показывает с каким замедлением автомобиль движется при переключении передач. Для упрощения расчетов сопротивление воздуха при переключении передач считается постоянным, соответствующим скорости движения на предыдущей передаче.

Тогда $j = \text{const}$, и уменьшение скорости за время переключения передач будет

$$\Delta v_n = j t_n,$$

где t_n — продолжительность переключения передачи; Δv_n — уменьшение скорости за время переключения передач.

Продолжительность переключения передач зависит от квалификации водителя, конструкции коробки передач и типа двигателя. В зависимости от этого время переключения передач будет изменяться от 0,2 с (при автоматизированном приводе) до 3 с.

При известных значениях Δv_n и t_n на графике находят соответствующие точки и соединяют их отрезками прямых с конечными точками разгона на предыдущих передачах.

Путь за время Δt при равноускоренном движении на каждом участке будет

$$\Delta S = v_{cp}\Delta t,$$

где $v_{cp} = 0,5(v_2^2 - v_1^2)$ — средняя скорость на участке.

Полный путь разгона автомобиля от скорости v_1 до скорости v_2

$$S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n.$$

Путь S_n — путь, пройденный автомобилем за время переключения передач, рассчитывается по формуле

$$S_n = (v_n - 4,7\psi_n)T_n,$$

где v_n — скорость автомобиля в момент начала переключения передач.

3.5. Динамическое преодоление подъемов

Изложенный выше способ определения по динамической характеристике максимального подъема, который может преодолеть автомобиль, используется для наиболее сложного случая движения, когда длина подъема велика, и автомобиль, двигаясь равномерно, преодолевает его только за счет силы тяги. Короткие подъемы можно преодолевать, используя также кинетическую энергию, накопленную автомобилем при разгоне. Поэтому подъем, который автомобиль может преодолеть с разгона, больше подъема, преодолеваемого им при равномерном движении.

Рассмотрим рис. 3.8. Автомобиль движется со скоростью v_0 по участку AB , который характеризуется коэффициентом сопротивления дороги ψ . В точке B начинается разгон, и к началу подъема автомобиль движется со скоростью v_1 . На участке CE , коэффициент сопротивления которого $\psi_2 > \psi_1$, скорость уменьшается.

Для определения максимальной длины подъема считают, что автомобиль приближается к началу подъема со скоростью, максимальной возможной на участке AC . Кривую динамического фактора разбивают на участки, как показано на рис. 3.8, и по формуле (3.17), в которую подставляют значение ψ_2 , определяют ускорение замедления, а затем время и путь для каждого интервала скоростей.

Если коэффициент сопротивления дороги на подъеме равен или меньше D_{\max} на данной передаче, то конечную скорость автомобиля определяет точка F пересечения линии ψ_2 с кривой D . После того как скорость уменьшится до значения v_k , движение автомобиля станет равномерным.

Если коэффициент сопротивления дороги на подъеме больше D_{\max} и равен, например ψ_3 , то скорость, уменьшаясь, окажется меньше критической v_c , и дальнейшее снижение ее сопровождается значительным уменьшением динамического фактора. Чтобы избежать остановки автомобиля, необходимо перейти на низшую передачу. В этом случае при расчете нижний предел скорости ограничивают критической скоростью v_c . Длина подъема, которую автомобиль проходит при снижении скорости до значения v_c , лишь немного отличается от длины пути, в конце которого автомобиль останавливается.

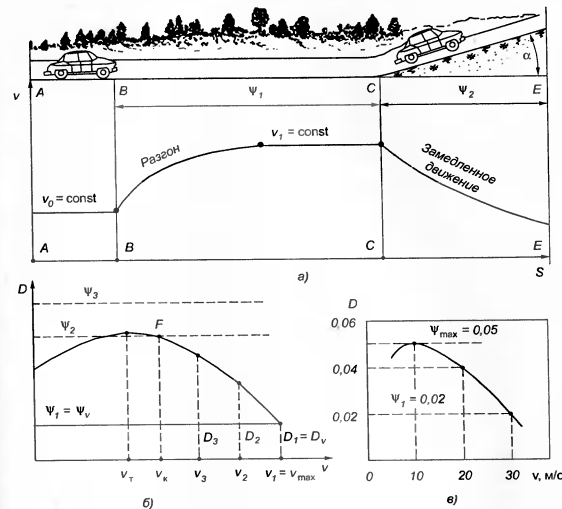


Рис. 3.8. Динамическое преодоление подъема: a — изменение дорожного сопротивления; $b, в$ — динамические характеристики двух автомобилей на одной из передач

Пример. Определить максимальную длину подъема ($\psi_{\max} = 0,05$), преодолеваемого автомобилем, динамическая характеристика которого показана на рис. 3.8, v . Перед подъемом автомобиль движется по участку с $\psi_1 = 0,02$; $v_{\text{вп}} \approx 1$.

По графику находим скорость автомобиля на первом участке дороги ($v_1 = 30$ м/с) и в конце подъема ($v_2 = 10$ м/с). Разбиваем этот интервал скоростей на два: $30 - 20$ и $20 - 10$ м/с. Динамический фактор при $v_2 = 20$ м/с равен 0,04.

Средний динамический фактор: в первом интервале скоростей $D_{\text{ср1}} = (0,02 + 0,04)/2 = 0,03$; во втором интервале скоростей $D_{\text{ср2}} = (0,04 + 0,05)/2 = 0,045$.

Среднее замедление: в первом интервале скоростей $j_{\text{ср1}} = (0,05 - 0,03) / 9,81 \approx \approx 0,2$ м/с²; во втором интервале скоростей $j_{\text{ср2}} = (0,05 - 0,045) / 9,81 \approx 0,05$ м/с².

Путь автомобиля: в первом интервале скоростей $S_1 = (v_1 + v_2)(v_1 - v_2) / (2a_{\text{ср1}}) = (30 + 20)(30 - 20) / (2 \cdot 0,2) = 1250$ м; во втором интервале скоростей $S_2 = (20 + 10)(20 - 10) / (2 \cdot 0,05) = 3000$ м.

Общая длина преодолеваемого подъема $S = S_1 + S_2 = 1250 + 3000 = 4250$ м.

3.6. Движение автомобиля накатом

При использовании автомобиля нередки случаи, когда приходится двигаться по инерции с отключенным двигателем от силовой передачи, т. е. накатом. Чаше всего такой режим движения применяется при чередовании подъемов и спусков или при частых остановках. Так как в данном случае двигатель от силовой передачи отключен, то на ведущих колесах сила тяги будет отсутствовать.

Уравнение прямолинейного движения автомобиля для движения накатом будет

$$P_j = P_{\alpha} + P_f + P_{\omega} + P_r, \quad (3.20)$$

где $P_r = M_r/r$ — сила гидравлического сопротивления в силовой передаче при движении накатом, т. е. на холостом ходу.

Таким образом, движение накатом обеспечивается за счет силы инерции, которая расходуется на преодоление сил сопротивления, указанных в правой части уравнения (3.20).

Сила P_r определяется либо экспериментально, либо по формуле

$$M_r = (2 + 0,09v)G \cdot r, \quad (3.21)$$

где M_r — момент гидравлических потерь в силовой передаче, который обусловлен перемешиванием и разбрызгиванием масла в картерах коробки передач, раздаточной коробки и главной передачи; v — скорость автомобиля; G — сила тяжести автомобиля с полной нагрузкой.

Сила сопротивления на преодоление трения здесь не учитывается так как при отсутствии нагрузки она не велика.

Для решения задач, аналогичных движению в тяговом режиме на тяговой характеристике наносят кривые $(P_r + P_f)$ и $(P_r + P_f + P_{\omega})$, откладывая значения каждой последующей силы вверх от значения предыдущей (рис. 3.9).

Определив для нескольких значений α на подъеме и спуске величины силы P_{α} , наносят их на график в виде горизонтальных линий, причем для движения на подъеме значения P_{α} откладываются вверх от оси абсцисс, а при движении на спуске — вниз от нее. С помощью полученного графика определяются показатели динамичности способом аналогичным при исследовании графика силового баланса.

Например, максимальная скорость определится на абсциссе точки пересечения суммарной кривой $(P_r + P_f + P_{\omega})$ сил сопротивления с прямой P_{α} , соответствующей данному уклону (например, $v_{\max 2}$

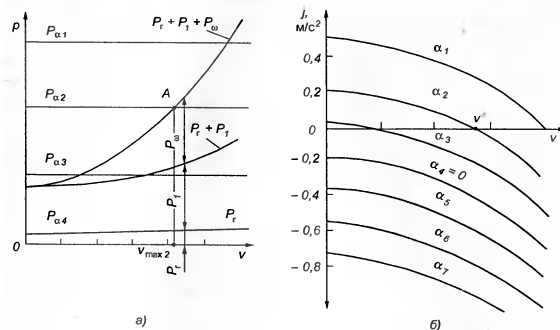


Рис. 3.9. График силового баланса при движении автомобиля накатом

для точки A). Если прямая P_{α} проходит выше суммарной, то автомобиль движется с ускорением, а если ниже — с замедлением.

Так как $P_j = m \delta_{\text{вп}} j$ определим из уравнения (3.20) замедление j , приняв среднее значение $\delta_{\text{вп}} = 1,05$

$$j = g(P_{\alpha} + P_f + P_{\omega} + P_r)P_r + P_f / (G\delta_{\text{вп}}).$$

На рис. 3.9, б показано изменение j при движении автомобиля накатом для различных уклонов. Если автомобиль движется на подъеме или горизонтальном участке с замедлением, то кривая проходит ниже оси абсцисс. Если автомобиль движется на сравнительно крутом спуске, имеют место ускорения, или равномерное движение. Кривая, характеризующая такое движение, пересекает ось абсцисс при некотором значении скорости v' .

Движение накатом используется для оценки технического состояния трансмиссии и ходовой части автомобиля. Для этого автомобиль на горизонтальном участке с твердым покрытием разгоняют до скорости 14 м/с (50 км/ч) и отключают двигатель, тогда автомобиль совершит движение накатом до полной остановки. Чем больше длина пути, пройденного автомобилем накатом (путь выбега), тем лучше техническое состояние трансмиссии и ходовой части автомобиля.

Для отечественных автомобилей путь выбега от 300 до 650 м.

3.7. Влияние конструктивных факторов на тяговую динамичность автомобиля

При движении автомобиля на его тягово-динамические свойства влияют четыре фактора:

- 1) конструктивные параметры автомобиля;
 - 2) тип и состояние дороги (оценивается параметром ψ);
 - 3) состоянии внешней среды (атмосферное давление и температура воздуха);
 - 4) квалификация водителя.
- Первый фактор — конструктивный, он зависит:
- от массы, размеров и формы автомобиля (оценочные параметры — масса автомобиля, его лобовая площадь, коэффициент обтекаемости);
 - от характеристики трансмиссии (оценочные параметры — передаточное число трансмиссии, КПД трансмиссии);
 - от характеристик двигателя (оценочные параметры — скоростная характеристика двигателя).

3.7.1. Масса автомобиля

Увеличение массы автомобиля приводит к увеличению всех членов, кроме P_0 , уравнения (2.23) динамики прямолинейного движения, стоящих в правой части, т. е. к увеличению сил сопротивления движению. Следовательно, увеличение массы двигателя приводит к ухудшению его динамических свойств. Исключение здесь составляет частный случай, когда используется движение накатом за счет силы инерции.

3.7.2. Размеры и форма автомобиля

Размеры и форма автомобиля оказывают влияние на силу P_0 сопротивления воздуха, которая находится в прямой зависимости как от площади F лобового сечения, определяемой размерами автомобиля, так и от коэффициента обтекаемости k_0 , определяемого формой автомобиля.

Если размеры тягача связаны с грузоподъемностью и назначением автомобиля, то решение вопроса улучшения его обтекаемости, особенно передней части автомобиля, позволяет добиться существенного снижения P_0 .

Для улучшения обтекаемости переднюю часть кузова делают наклонной, ветровое стекло полукруглым, а крышу выпуклой. Наиболее обтекаемая форма — это форма капли, но так как изготовление кузова автомобиля такой формы в настоящее время представляется экономически невыгодным, то у современных автомобилей такую форму имеют отдельные элементы облицовки.

У грузовых автомобилей заметное снижение аэродинамического сопротивления дают скругление передних углов грузового платформу.

Установка щитков — обтекателей на тягачах автопоездов существенно предотвращает интенсивное вихреобразование между кабиной и фургоном (см. рис. 2.6). Установка обтекателей на крыше тягача снижает силу сопротивления воздуха на 15—30 %, а обтекатель, установленный под передним буфером перед колесами, снижает аэродинамическое сопротивление на 10—15 %.

3.7.3. Передаточное число трансмиссии

Согласно формулам (2.3) и (2.4) передаточное число $i_{\text{тр}}$ силовой передачи оказывает влияние как на скорость движения, так и на силу тяги ведущих колес автомобиля. Следовательно, от него будет зависеть максимальная скорость и максимальный динамический фактор автомобиля.

На рис. 3.10 показан мощный баланс автомобиля при установке на нем трех различных главных передач, причем $i_0' > i_0'' > i_0'''$ (i_0 — передаточное число главной передачи). Абсциссы точек пересечения кривых тяговой мощности на N'_T , N''_T и N'''_T с кривой сопротивления движению N_0 , определяют значения максимальных скоростей v'_{max} , v''_{max} и v'''_{max} . Наибольшей является скорость v'''_{max} , так как двигатель при этом развивает максимальную мощность и передаточное число i_0''' является оптимальным.

Передаточное число первой передачи определяет максимальное значение D , а значит и максимальное сопротивление дороги, которое может преодолеть автомобиль. Передаточные числа промежуточных передач обеспечивают при соответствующем их подборе максималь-

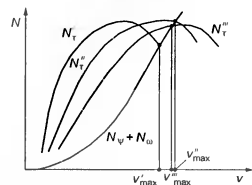


Рис. 3.10. Мощностной баланс автомобиля с различными главными передачами: а — изменение давления сжатия; б — изменение показателя политропы

ную интенсивность разгона. Для выполнения этой задачи передаточные числа промежуточных передач являются из выражения

$$i_1/i_2 = i_2/i_3 = i_3/i_4 = \dots = i_n/i_{n+1} + 1.$$

На рис. 3.11 показана динамическая характеристика автомобиля при установке на него трехступенчатой и четырехступенчатой коробки передач.

Несмотря на то, что динамические факторы на первой и последней передачах у обоих автомобилей равны, максимальные скорости на дорогах, характеризующиеся дорожным сопротивлением ψ_1 и ψ_2 , различны. А именно, для обоих случаев v_{\max} у автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач больше чем у автомобиля, на котором установлена трехступенчатая коробка. Таким образом, увеличение числа передач в коробке передач приводит к увеличению средней скорости движения автомобиля. Поэтому на автомобилях большой грузоподъемности совместно с основными коробками передач устанавливаются делители (автомобиль КамАЗ-5320) и дополнительные коробки передач (автомобиль КраАЗ-260). Однако надо учитывать, что при этом увеличивается масса коробки передач и сложность управления автомобилем.

Применение бесступенчатой силовой передачи (гидромеханической или электромеханической) повышает легкость управления автомобилем, плавность разгона, лучшую проходимость благодаря более низкой минимально устойчивой скорости движения и постоянному наличию силы тяги на ведущих колесах даже при их остановке из-за чрезмерно большого дорожного сопротивления.

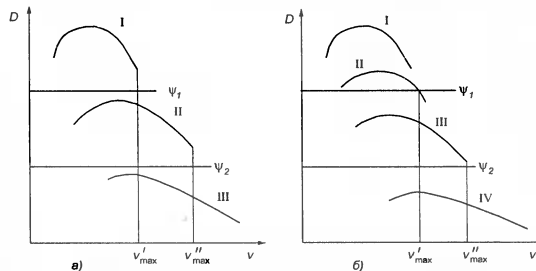


Рис. 3.11. Динамическая характеристика автомобиля: а — с трехступенчатой коробкой передач; б — с четырехступенчатой коробкой передач

Однако КПД бесступенчатых силовых передач ниже, чем у механических, в результате чего имеет место снижение силы тяги. Кроме того, автомобили с такой силовой передачей имеют худшую топливную экономичность, более дорогостоящи в производстве, требуют более высокой квалификации обслуживающего персонала.

3.7.4. КПД трансмиссии

КПД трансмиссии оценивает величину непроизводительных потерь энергии. Он зависит главным образом от потерь на трение и гидравлического сопротивления в картерах агрегатов трансмиссии (особенно при низких температурах). В результате снижения $\eta_{\text{тр}}$ уменьшается P_T и, как следствие, уменьшается v_{\max} и максимально преодолеваемое сопротивление дороги.

На КПД трансмиссии оказывают влияние как техническое состояние трансмиссии, так и степень ее конструктивного совершенства. Своевременное обслуживание агрегатов трансмиссии с применением смазочных материалов, соответствующих сезону, и правильная регулировка позволяют поддержать исходный КПД длительное время.

Совершенная конструкция предопределяет высокие значения $\eta_{\text{тр}}$. Она достигается благодаря прогрессивной технологии изготовления деталей, применению карданных шарниров с высоким КПД. Увеличение числа агрегатов трансмиссии (на полноприводных автомобилях), применение самоблокирующихся дифференциалов повышенного трения вызывают снижение $\eta_{\text{тр}}$.

3.7.5. Скоростная характеристика двигателя

Рассматривая скоростную характеристику двигателя, как фактор, влияющий на тяговую динамику автомобиля, надо прежде всего учитывать ее форму. На рис. 3.12 показана скоростная характеристика двигателя ЗМЗ-53, который устанавливается на автомобиле ГАЗ-5312, и произвольная скоростная характеристика (штриховая линия), которая в том же диапазоне частот имеет такое же значение N_{\max} .

Расчеты показывают, что если бы на данном автомобиле был установлен двигатель, обладающий этой скоростной характеристикой, в коробке передач данного автомобиля было бы достаточно двух ступеней.

На рис. 3.13 показан мощностной баланс одного и того же автомобиля при установке на него двигателей различного типа: карбюр-

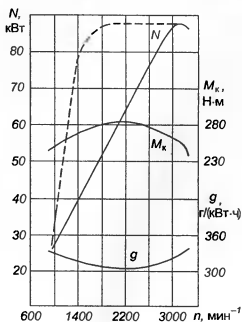


Рис. 3.12. Скоростная характеристика двигателя ЗМЗ-53 автомобиля ГАЗ-5312

раторного (кривая N'_1) и дизеля (кривая N'_2). Значения N_{\max} и v_N для обоих двигателей приняты одинаковыми. Карбюраторный двигатель имеет более выпуклую характеристику, чем дизель, что обеспечивает ему больший запас мощности ($N'_1 > N'_2$) при той же скорости, например при v_1 . Следовательно, преодолеваемое сопротивление или развиваемое ускорение может быть больше.

3.8. Тяговые показатели автопоездов

Использование прицепов и полуприцепов в составе автопоезда существенно повышает производительность автотранспортных средств и понижает удельные расходы на перевозку груза. Однако тяговые возможности автопоездов по сравнению с одиночными автомобилями имеют отличия, которые заключаются в следующем:

- увеличивается сила сопротивления воздуха вследствие увеличения вихреобразования в воздушных потоках и увеличения поверхности трения о слои воздуха (автопоезда, состоящего из одного тягача и прицепа, $P_{\text{в}}$ увеличивается примерно на 25–30 % по сравнению с одиночным автомобилем, а при добавлении каждого последующего прицепа эта сила увеличивается на 15–20 %);

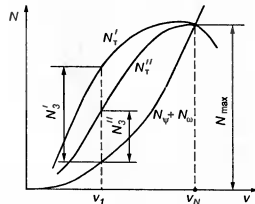


Рис. 3.13. Мощностные балансы автомобиля с двигателями различного типа

- увеличивается коэффициент сопротивления качению колес $f_{\text{ан}}$ автопоезда, который определяется из уравнения

$$f_{\text{ан}} = f_{\text{т}} + f_{\text{пр}},$$

где $f_{\text{т}}$ и $f_{\text{пр}}$ — коэффициенты сопротивления качению соответственно тягача и прицепа.

Кроме обычного суммирования коэффициентов в результате увеличения числа участвующих в движении колес коэффициент $f_{\text{ан}}$ увеличивается из-за возрастания $f_{\text{т}}$ в результате гистерезисных потерь в шинах вследствие увеличения силы тяги. Так на горизонтальной дороге применение одного прицепа увеличивает коэффициент сопротивления качению на 5–10 %. На дороге с крутыми подъемами он выше почти вдвое.

Чтобы проанализировать динамические возможности автопоезда используют его динамическую характеристику с номограммой нагрузок.

При построении номограммы нагрузок за 100 % принимается сила тяжести тягача с полной нагрузкой, а полная нагрузка в процентах получается суммированием силы тяжести прицепа с силой тяжести тягача (рис. 3.14).

Динамический паспорт автопоезда определяется по формуле

$$D_{\text{ан}} = (P_{\text{т}} - P_{\text{в}})/G_{\text{ан}} = (\psi + \delta_{\text{ан}}j)/g,$$

где $\delta_{\text{ан}}$ — коэффициент учета вращающихся масс автопоезда.

При равномерном движении и без учета $P_{\text{в}}$

$$D_{\text{ан}} = P_{\text{т}}/G_{\text{ан}} = \psi.$$

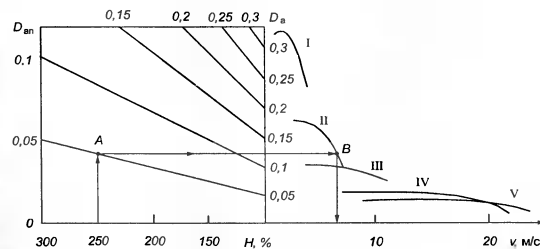


Рис. 3.14. Динамический паспорт автопоезда

Задачи по определению динамических свойств автопоезда решаются так же как и для одиночного автомобиля. Например, в соответствии с динамическим паспортом (рис. 3.14) автопоезд, масса которого в 2,5 раза больше массы базового автомобиля, может двигаться по дороге, характеризуемой коэффициентом $\psi = 0,05$ (точка А), на второй передаче (точка В) со скоростью около 6 м/с.

При увеличении силы тяжести автопоезда снижается средняя скорость его движения, увеличивается удельный расход топлива. Однако одновременно увеличивается масса перевозимого груза, т. е. производительность автопоезда больше чем одиночного автомобиля.

Максимально возможная производительность автопоезда (без учета простоев) определяется как

$$W = G_{гр}v,$$

где $G_{гр}$ — грузоподъемность автопоезда; v — скорость движения; W — производительность автопоезда.

На рис. 3.15 показаны зависимости составляющих последнего уравнения от силы тяжести автопоезда.

Стремление увеличить грузоподъемность автопоезда неизбежно приведет к увеличению его массы, поэтому будет справедливо утверждать, что увеличение $G_{гр}$ в свою очередь приведет к снижению скорости движения v . В результате производительность W в начале возрастет, затем после достижения максимальных значений начнет уменьшаться. Заштрихованная зона на рис. 3.15 показывает оптимальное соотношение тяжести автопоезда и его грузоподъемности, при которых теоретически достигается максимальная производительность автопоезда.

Фактически же производительность автотранспортного средства всегда меньше, так как в расчетах не учитываются простои под нагрузкой, порожние пробеги и движение со скоростями меньшими, чем максимальная.

Тем не менее применение автопоездов дает существенный экономический эффект. Подтверждением тому служит то, что, несмотря на снижение средней скорости автопоезда по сравнению с базовым автомобилем на 10 %, его производительность больше на 40–50 %, чем одиночного автомобиля.

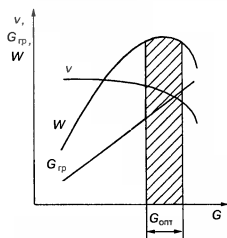


Рис. 3.15. Зависимость скорости, грузоподъемности и производительности автопоезда от его массы

езда по сравнению с базовым автомобилем на 10 %, его производительность больше на 40–50 %, чем одиночного автомобиля.

Контрольные вопросы

1. Напишите уравнение мощностного баланса. Какое соотношение оно устанавливает?
2. Что такое динамический фактор?
3. Что такое динамическая характеристика?
4. Какие задачи позволяет решать динамическая характеристика?
5. Как с помощью динамической характеристики определяется возможная скорость движения автомобиля и преодолеваемое сопротивление движению?
6. Для чего динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок?
7. Что такое график контроля буксования и что он позволяет оценить?
8. Что такое приемистость автомобиля?
9. От чего зависит ускорение автомобиля?
10. Что такое график разгона?
11. Напишите уравнение динамики прямолинейного движения автомобиля при его движении накатом.
12. Что такое путь выбега автомобиля и что он позволяет оценить?
13. Какие факторы влияют на тягово-динамические свойства автомобиля?
14. Как влияют на динамичность автомобиля его масса, размеры и форма?
15. Как влияют на динамичность автомобиля передаточное число и КПД силовой передачи?
16. Как влияют на динамичность автомобиля скоростная характеристика двигателя?

Глава 4 ТЯГОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

4.1. Испытания автомобиля на динамичность. Виды, методы и условия испытаний

Во время испытаний автомобиля на динамичность определяют минимальную устойчивую и максимальную скорости движения, максимальное ускорение, время и путь разгона и выбега, а также тяговую силу на его колесах.

Динамические испытания автомобиля делятся на дорожные и стендовые.

Дорожные испытания наиболее полно отражают условия эксплуатации, но точность их невысока. На стендах создаются стабильные условия испытаний, применяются современная аппаратура, обрабатывающая результаты измерений автоматически.

Стендовые испытания можно проводить в любое время года. Однако на стендах трудно, а в некоторых случаях невозможно воспроизвести реальные условия эксплуатации. Поэтому дорожные испытания дополняют стендовые и наоборот.

Перед проведением испытаний определяют массовые показатели автомобиля и коэффициенты сопротивления качению и сцепления шин с дорогой. Непосредственно перед началом испытаний все агрегаты автомобиля должны быть прогреты (пробег в течение 0,5—1 ч), а в период испытаний температура охлаждающей среды и масла должна поддерживаться в установленных пределах. Температура воздуха должна быть от +5 до +25 °С при скорости ветра не более 3 м/с. Испытания проводят на ровном горизонтальном участке дороги с асфальтобетонным покрытием при полной нагрузке.

При испытаниях автомобилей определяются такие показатели, как скоростные характеристики: разгон—выбег на высшей и предшествующей передачах и при движении по дороге с переменным продольным профилем, кроме того, максимальная и условная максимальная скорости, время разгона на участках пути длиной 400 и 1000 м, а также время разгона до заданной скорости.

Скоростная характеристика определяется на участке длиной 13—15 км. Участок пути с переменным продольным профилем должен содержать подъем и спуск длиной 500—700 м с уклоном 4—5 %.

Разгон автомобиля при определении характеристики разгон—выбег проводится до наибольшей скорости на пути 2000 м. Максимальная скорость определяется на высшей передаче при полной подаче топлива. Условная максимальная скорость определяется при разгоне автомобиля с места как средняя скорость прохождения последних 400 м участка пути длиной 2000 м. По характеристике разгон—выбег определяют время разгона на участках пути 400 и 1000 м, а также время разгона до заданной скорости.

Минимальную устойчивую скорость устанавливают на двух последовательных участках движения по 100 м каждый, с промежутком между ними 200—300 м. Установление постоянной скорости движения должно обеспечиваться до въезда автомобиля на первый участок. На промежуточном участке скорость увеличивается до 20—25 км/ч путем резкого увеличения подачи топлива. Перед входом на второй участок скорость автомобиля опять снижается.

При движении автомобиля с прямой передачей проводят также испытания на приемистость автомобиля путем резкого разгона с начальной скоростью 15 км/ч до скорости, составляющей 80 % от максимальной на этой передаче.

4.2. Аппаратура для дорожных испытаний автомобиля на динамичность

В настоящее время при испытании автомобиля на динамичность широко применяется цифровая аппаратура. Для получения информации о скорости, ускорении, пройденном пути и времени движения автомобиля используют «пятое» измерительное колесо (рис. 4.1), которое легко может быть установлено на любом автомобиле. Измерительное колесо 3 соединяется с автомобилем с помощью платформы 6, дышла 2 и узла, обеспечивающего его вращение вокруг вертикальной оси 1 при повороте автомобиля. Пружина 4, прикрепленная к кронштейну 5, прижимает колесо к дороге.

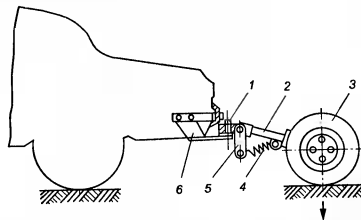


Рис. 4.1. Схема установки пятого измерительного колеса: 1 — ось; 2 — дышло; 3 — колесо; 4 — пружина; 5 — кронштейн; 6 — платформа

На валу этого колеса устанавливается фотоэлектрический или индуктивный датчик. Сигнал от датчика поступает в цифровую регистрирующую аппаратуру (рис. 4.2), где в нормализаторе 1 он преобразуется в сигнал прямоугольной формы.

В счетчике 3 регистрируется пройденный путь через подсчет импульсов в двоичной системе счисления, а для перехода в десятичную систему счисления двоичный код переводится в дешифратор 6 и поступает на цифровой индикатор 7.

Формирование временных интервалов осуществляет таймер 18, для чего через равные промежутки времени производится счет им-

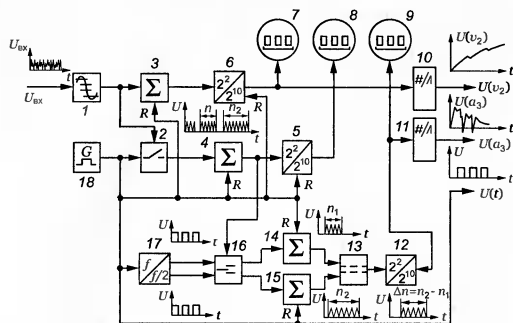


Рис. 4.2. Функциональная схема цифровой регистрирующей аппаратуры: 1 — нормализатор; 2, 16 — ключи; 3, 4 — счетчики; 5, 6, 12 — дешифраторы; 7, 8, 9 — цифровые индикаторы; 10, 11 — цифроаналоговые преобразователи; 13 — сравнивающее устройство; 14, 15 — запоминающие устройства; 17 — триггер; 18 — таймер; $U_{вх}$ — напряжение входного сигнала; t — время; $U(v_2)$ и $U(a_2)$ — напряжения выходных сигналов соответственно в функции скорости и ускорения; $U(t)$ — напряжение сигналов импульсов времени; n — число импульсов; R — кодовые входы; f — частота преобразования

пульсов, соответствующих пройденному пути. Импульсы открывают ключ 2 на равные промежутки времени и через равные интервалы времени. За время, в течение которого ключ 2 открыт, через него на счетчик 4 проходят импульсы датчика. Чем больше скорость автомобиля, тем большее число импульсов проходит в единицу времени.

Аналогично регистрации пути цифровой индикатор 8 скорости получает информацию о числе импульсов через дешифратор 5. Так как показания индикатора скорости непрерывно меняются, то для измерения скорости движения в каждый последующий промежуток времени информация, накопленная в счетчике за предыдущее время, должна быть стерта. Эта задача выполняется передним фронтом импульса, который формируется таймером 18, подключенным также к счетчику 4 и дешифратору 5.

Для определения ускорения информация о скорости поступает от счетчика 4 на два запоминающих устройства 14 и 15 через ключ 16. Управление ключом осуществляется через триггер 17 от таймера 18. На двух выходах триггера формируются управляющие сигналы со сдвигом по времени на половину периода.

Первый выход триггера 17 и первый управляющий вход ключа 16 передают информацию о скорости за первый промежуток времени в запоминающее устройство 14. Второй выход триггера 17 и вход ключа 16 передают информацию о скорости за второй промежуток времени в запоминающее устройство 15. Сравнивающее устройство 13 сравнивает коды скоростей в устройствах 14 и 15 и выдает информацию об ускорении. На цифровой индикатор 9 информация об ускорении поступает через дешифратор 12, который выполняет те же функции, что и другие дешифраторы.

Для получения графиков изменения параметров движения используют цифровые преобразователи 10 и 11, которые подключаются к цифровой аппаратуре. С их помощью выходные импульсные сигналы преобразуются в аналоговые — непрерывно меняющееся напряжение. Это напряжение используется для регистрации графиков движения на осциллографах, самописцах или магнитографах.

Для определения тяговых характеристик измеряют крутящий момент на полуоси ведущего моста, а тяговую силу определяют касательным путем.

Под действием момента полуось закручивается на угол пропорциональный приложенному крутящему моменту. Крутильная деформация измеряется различными датчиками (тензометрическими, индуктивными и др.).

Перспективным является магнитоанізотропный метод определения напряженного состояния деталей, поскольку оно происходит без непосредственного контакта с ними. Этот метод основан на том, что при взаимно перпендикулярном расположении двух катушек индуктивности и подачи на одну из них переменного тока, во второй катушке ЭДС не наводится. Если возникает деформация магнитного потока возбуждения какими-либо внешними причинами, то во второй катушке появится ЭДС пропорциональная этой деформации.

Для измерения крутящего момента на полуоси моста автомобиля устанавливают магнитоанізотропный датчик 1 (рис. 4.3). Датчик закрепляется в отверстии балки моста с зазором между его торцом и полуосью.

Датчик представляет собой два П-образных магнитопровода, которые расположены взаимно перпендикулярно. На магнитопроводы намотаны катушки индуктивности, но лишь одна из них соединена с источником 6 переменного тока. При прохождении через нее тока создается магнитное поле, которое распространяется по магнитопроводу 5 и замыкается через металл полуоси 3, преодолевая сопротивление зазора между магнитопроводом и полуосью.

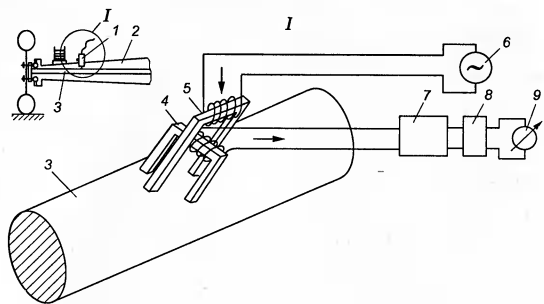


Рис. 4.3. Магнитоанизотропный датчик для измерения крутящего момента на полуоси ведущего моста автомобиля: 1 — магнитоанизотропный датчик; 2 — балка; 3 — полуось; 4, 5 — магнитопроводы; 6 — источник переменного тока; 7 — усилитель; 8 — фазовый детектор; 9 — регистрирующий прибор

При приложении к полуоси крутящего момента она деформируется, при этом деформируется кристаллическая решетка материала в поверхностном слое полуоси, что приводит к искажению направления магнитных силовых линий потока возбуждения от катушки магнитопровода 5. В результате нарушается параллельность магнитных силовых линий в поверхностном слое полуоси относительно магнитопровода 4. Это в свою очередь вызывает возникновение в катушке магнитопровода 4 слабой ЭДС, которая пропорциональна деформации магнитных силовых линий, то есть приложенному крутящему моменту.

Возникший сигнал ЭДС направляется к усилителю 7, выход которого соединен через фазовый детектор 8 с индикатором 9. С него считываются показания. Фазовый детектор 8 служит для преобразования сигнала переменного тока в сигнал постоянный, который позволяет определять не только величину крутящего момента, но и направление его приложения.

Как было сказано, выше для регистрации исследуемых параметров применяют светолучевые осциллографы, самописцы или магнитографы.

К достоинствам самописцев относится то, что носитель информации (бумага) не требует никакой последующей химической обработки для выявления записи, как, например, у осциллографов.

Самописцы (рис. 4.4) выпускаются одно-, трех- и девятиканальными. Электрические сигналы от датчиков или измерительных схем записываются специальными чернилами на бумаге с помощью трубчатого пера-стрелки гальванометра. Привод стрелки осуществляется от силовой магнитоэлектрической системы.

Весь узел измерительного механизма самописца сменный, что позволяет использовать механизмы различной чувствительности. Измерительный механизм закрепляется винтом в специальных направляющих. Для удобства смены он снабжен специальным держателем.

В отличие от шлейфовых осциллографов, многие из которых выпускаются на напряжение 24 В, самописцы питаются от сети напряжением 127—220 В частотой 50 Гц. Привод бумажной ленты самописца осуществляется через редуктор, который обеспечивает скорости перемещения 0,02; 0,1; 0,2; 0,5; 1; 2; 5; 10; 50 мм/с. Изменение скорости протяжки осуществляется переключением зубчатых колес редуктора с помощью кнопок управления. Ширина бумажной ленты на самописцах зависит от количества каналов. Так, для одноканального самописца Н-320-1 применяется бумажная лента шириной 100 мм, для трехканальных самописцев применяют ленту шириной 290 мм.

Каждый самописец имеет канал записи меток времени, выполненный в виде электромагнитного реле с чернильницей, установленной на якоре. Чернильница имеет стрелку-перо, аналогичную стрел-

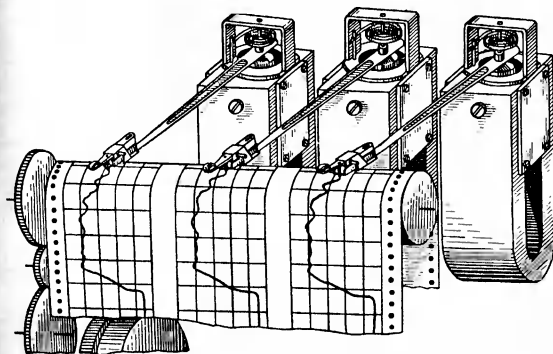


Рис. 4.4. Устройство трехканального самописца

ке измерительного магнитоэлектрического механизма. На электромагнит подаются электрические импульсы от датчика времени.

Поскольку источник переменного тока частотой 50 Гц на автомобиле нет, то для работы самописца применяют преобразователи напряжения — электромеханические (умформеры) и электронные. Электромеханические преобразователи вследствие низкого КПД, большой массы и создаваемого шума применяются ограниченно. Чаще используются электронные преобразователи.

В последнее время получили распространение магнитографы

Их достоинством является возможность, записанную на магнитной ленте информацию, вводить для дальнейших расчетов в вычислительную машину без какой-либо промежуточной обработки.

Магнитограф напоминает собой бытовую магнитофон, на магнитную ленту которого может наноситься информация и в последствии стираться. Лента подается с подающей катушки 1 (рис. 4.5) на приемную катушку 9 через направляющие ролики 10 и 17. Электродвигатель 13, к валу 12 которого лента прижимается роликом 11, обеспечивает постоянную скорость протяжки. Электродвигатель 2 предназначен для обратной перемотки ленты и натягивает ее при прямой протяжке. Электродвигатель 8 подматывает ленту на катушку 9.

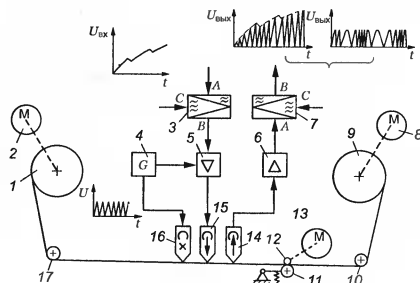


Рис. 4.5. Схема магнитографа и формы сигналов: 1, 9 — катушки; 2, 8, 13 — электродвигатели лентопротяжного устройства; 3 — модулятор; 4 — генератор тока стирания; 5, 6 — усилители; 7 — демодулятор; 10, 11, 17 — ролики; 12 — вал; 14, 15, 16 — магнитные головки соответственно воспроизводящая, записывающая и стирающая; $U_{вх}$ — форма напряжения на входе при регистрации графика изменения скорости движения автомобиля с переключением передач; $U_{вых}$ — форма выходного модулирующего сигнала; t — время; А и В — входные и выходные порты преобразователей сигнала; С — порты для тока питания

Магнитная головка 16 предназначена для стирания старой записи или следов случайного намагничивания ленты. Для этого к ней может подаваться ток ультравысокой частоты от генератора 4. Головка 15 служит для записи информации. Сигналы с датчиков наносятся на магнитный слой ленты. Например, при записи данных о разгоне автомобиля с переключением передач, характер изменения входных аналоговых сигналов будет таким, как показано на рис. 4.5. В модуляторе 3 изменится напряжение U_m модулирующей частоты (сигнал с датчика) на напряжение несущей частоты, которое меняется в соответствии с изменением напряжения на входе $U_{вх}$.

После модулятора сигнал усиливается в усилителе 5 и далее подается в головку 15 записи. Воспроизводящая головка 14 выполняет обратные функции. Так при движении намагниченной ленты мимо головки 14 магнитное поле ленты наводит ЭДС в обмотках катушки головки. Эта ЭДС усиливается в усилителе 6 и через демодулятор поступает к устройству для обработки сигнала.

Для контроля записи во время эксперимента к выходу демодулятора подключают электронный осциллограф или стрелочный индикатор. Приборы такого типа называются магнитографами со сквозным каналом.

4.3. Стенды для испытания автомобиля на динамичность

Для определения силы тяги автомобиля используют барабанные (рис. 4.6, а—в) или роликовые (рис. 4.6, г) стенды. На стендах первого типа колеса опираются на барабан относительно большого диаметра, и условия качения шины почти не отличаются от условий его качения по плоской дороге. На роликовых стендах сопротивление качению значительно больше сопротивления качению на дороге из-за значительной деформации шин.

При испытаниях на установившихся режимах движения автомобиля нагрузка на двигатель и силовую передачу создается гидравлическим или индукторным тормозными механизмами. Реже используют тормозные механизмы в виде балансирных генераторов. Испытание автомобиля на неустановившихся режимах движения (разгон) осуществляется в основном с помощью электрических генераторов, которые имеют незначительное запаздывание в отработке заданного момента нагружения.

При испытаниях автомобиля на неустановившихся режимах движения в каждый момент его разгона сопротивление движению, развиваемое тормозным механизмом на беговых барабанах, должно быть

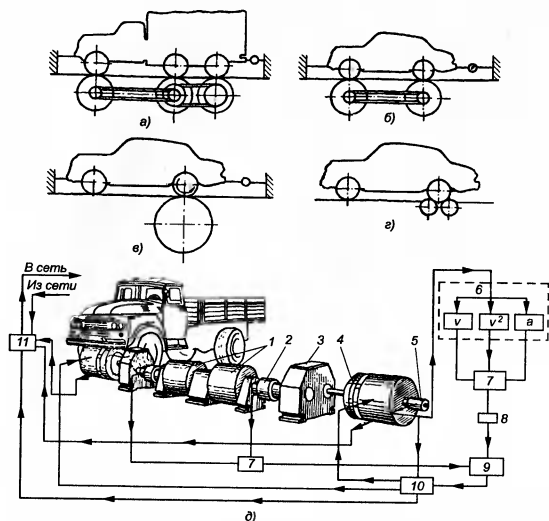


Рис. 4.6. Стенды для испытаний автомобиля на динамичность: а—а — барабанные; г — роликовый; д — с моделированием сил сопротивления движению: 1 — беговые барабаны; 2 — муфта; 3 — редуктор; 4 — тормозной генератор; 5 — тахогенератор; 6 — законозадающее устройство; 7 — сумматор; 8, 10 — усилители; 9 — блок сравнения; 11 — преобразователь

равным сопротивлению, преодолеваемому автомобилем в реальных дорожных условиях. Моделирование такого нагружения осуществляется с помощью электронно-вычислительной машины (рис. 4.6, д).

Колеса ведущего моста автомобиля устанавливают на беговые барабаны 1 и закрепляют растяжками. Концы валов беговых барабанов через редуктор 3 и динамометрическую муфту 2 соединен с тормозным генератором 4. Концы валов тормозного генератора связан с тахогенератором 5. Весь этот приводной блок монтируется на общем основании.

Электрическая часть стенда состоит из тормозного генератора 4 тахогенератора 5 и законозадающего устройства 6, в которое входят

три функциональных блока, формирующие сигналы, пропорциональные скорости v , квадрату скорости v^2 и ускорению a , сумматор 7, усилитель 8, блок сравнения 9, усилитель 10 и преобразователь 11.

При вращении беговых барабанов тахогенератор вырабатывает напряжение, пропорциональное частоте вращения, т. е. скорости движения. В начале движения, при трогании автомобиля, сигнал скорости мал, и на выходах блоков v и v^2 он также невелик. Однако на выходе блока а сигнал пропорционален ускорению автомобиля и значителен по своей амплитуде. Напряжение на выходе сумматора в основном определяется сигналом от блока а. После усиления этот сигнал поступает в обмотку возбуждения генератора 4. Напряжение, вырабатываемое генератором 4, рассеивается в виде теплоты на нагрузочном сопротивлении. Таким образом, в начальный момент движения сила сопротивления зависит в основном от ускорения автомобиля в реальных условиях движения.

По мере увеличения скорости автомобиля его ускорение падает, но увеличивается сила сопротивления качению. Напряжение тахогенератора, суммируясь в блоке 7 с напряжением от блока v^2 , создает после усиления такое напряжение возбуждения тормозного генератора, при котором обеспечивается необходимая нагрузка на автомобиль.

Однако изменение тормозного момента не точно следует за всеми изменениями управляющего сигнала, поскольку характеристики тормозного генератора и усилителя нелинейны. Для того чтобы тормозной момент генератора точно соответствовал заданному закону нагружения, в цепь управления нагрузкой вводится отрицательная обратная связь по нагрузочному моменту. Обратная связь создается датчиком тормозного момента и динамометрической муфтой, которая подключена к входу блока сравнения 9, образуя отрицательную обратную связь в системе автоматического регулирования нагрузки.

Таким образом, в сумматоре осуществляется сравнение заданного и отработанного законов нагружения двигателя автомобиля тормозным генератором в зависимости от скорости движения автомобиля. При рассогласовании действительной нагрузки и заданной происходит формирование на выходе сумматора сигнала управления, который вводит в заданный режим работы тормозной генератор. Это происходит непрерывно во время разгона автомобиля, а нагружение носит колебательный характер. Чем выше частота регулирования, тем меньше амплитуда колебательного процесса нагружения.

Для регистрации исследуемых параметров движения, т. е. скорости, ускорения и крутящего момента, к соответствующим блокам подключают самописец или осциллограф.

Контрольные вопросы

1. Назовите виды испытаний автомобилей.
2. Какие показатели определяются при проведении испытаний?
3. Какая аппаратура используется при проведении дорожных испытаний на динамичность автомобиля?
4. В чем заключается принцип действия испытательного стенда с беговыми барабанами?

Глава 5

ТОРМОЗНАЯ ДИНАМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

5.1. Безопасность движения и тормозной момент

Серьезной проблемой является обеспечение безопасности эксплуатации автотранспортных средств. Автомобиль остается самым опасным транспортным средством, так как, имея массу от 1 до 50 т, он может двигаться со скоростью до 200 км/ч, удерживаясь на дороге только за счет трения колес о ее поверхность. Кинетическая энергия движущегося автомобиля опасна для окружающих.

Единственный способ справиться в критической ситуации с огромной энергией автомобиля — это одновременно снизить его скорость, т. е. притормозить. Торможение — одна из основных фаз движения любых транспортных средств, которое неоднократно повторяется в процессе работы и практически всегда завершает этот процесс.

Торможение может быть рабочее, аварийное, стояночное, а также служебное и экстренное. Экстренное и служебное торможения отличаются друг от друга интенсивностью, т. е. величиной замедления автомобиля. Экстренные торможения выполняются с максимальной интенсивностью и составляют 5—10 % общего числа торможений. Служебные торможения применяют для остановки автомобиля в заранее намеченном месте или для плавного уменьшения его скорости. Замедление автомобиля при служебном торможении в 2—3 раза меньше, чем при экстренном.

Для интенсивного поглощения кинетической энергии движущегося автомобиля используют тормозные механизмы, которые создают на колесах искусственное сопротивление движению. При этом на ступицы колес автомобиля действуют тормозные моменты $M_{\text{тор}}$

а между колесом и дорогой возникают касательные реакции дороги (тормозные силы $P_{\text{тор}}$) направленные навстречу движению.

Величина тормозного момента $M_{\text{тор}}$, создаваемого тормозным механизмом, зависит от его конструкции и давления в тормозном приводе. Для наиболее распространенных типов привода — гидравлического и пневматического — сила нажатия на тормозную колодку прямо пропорциональна давлению в приводе при торможении. Тормозной момент может быть определен по формуле

$$M_{\text{тор}} = v_r P_0, \quad (5.1)$$

где v_r — коэффициент пропорциональности; P_0 — давление в тормозном приводе.

Коэффициент v_r зависит от многих факторов (температуры, наличия воды и т. д.) и может изменяться в широких пределах.

5.2. Тормозная сила и уравнение движения автомобиля при торможении

5.2.1. Тормозная сила

Сумма тормозных сил на заторможенных колесах обеспечивает сопротивление торможению.

В отличие от естественных сопротивлений (сила сопротивления качению или скатывающая сила) сопротивление торможения может регулироваться от нуля до максимального значения, соответствующего экстренному торможению.

Если тормозящее колесо не проскальзывает по поверхности дороги, то кинетическая энергия автомобиля переходит в работу трения тормозного механизма и частично в работу сил естественных сопротивлений. При интенсивном торможении колесо может быть заблокировано тормозным механизмом. В этом случае оно скользит по дороге юзом и работа трения происходит между шиной и опорной поверхностью.

По мере увеличения интенсивности торможения растут затраты энергии на проскальзывание шин. Вследствие этого увеличивается их износ. Особенно велик износ шин при блокировке колес на дорогах с твердым покрытием и при высоких скоростях скольжения.

Торможение с блокировкой колес нежелательно и по условиям безопасности движения.

Во-первых, на заблокированном колесе тормозная сила значительно меньше, чем при торможении на грани блокировки.

Во-вторых, при скольжении шин по дороге автомобиль теряет управляемость и устойчивость.

Предельное значение тормозной силы определяется коэффициентом сцепления колеса с дорогой:

$$P_{\text{торmax}} = \varphi_x R_z.$$

Для всех колес двухосного автомобиля

$$P_{\text{торmax}} = P_{\text{тор1}} + P_{\text{тор2}} = \varphi_x (R_{z1} + R_{z2}) = \varphi_x G, \quad (5.2)$$

где $P_{\text{тор1}}$ и $P_{\text{тор2}}$ — тормозные силы на колесах передней и задней оси автомобиля соответственно.

5.2.2. Уравнение движения автомобиля при торможении

Для вывода уравнения движения автомобиля при торможении спроектируем все силы, действующие на автомобиль при торможении (рис. 5.1) на плоскость дороги:

$$\begin{aligned} P_{\text{тор1}} + P_{\text{тор2}} + P_{f1} + P_{f2} + P_a + P_\omega + P_{\text{тд}} + P_r - P_j &= \\ &= P_{\text{тор}} + P_\psi + P_\omega + P_{\text{тд}} + P_r - P_j = 0, \end{aligned} \quad (5.3)$$

где $P_{\text{тд}}$ — сила трения в двигателе приведенная к колесам; зависит от рабочего объема двигателя, передаточного числа трансмиссии, радиуса колеса и КПД трансмиссии.

При выключенном сцеплении или передаче в коробке передач $P_{\text{тд}} = 0$. Учитывая, что скорость автомобиля во время торможения падает, можно принять, что $P_\omega = 0$. Так как сила гидравлического сопротивления в агрегатах трансмиссии P_r мала по сравнению с си-

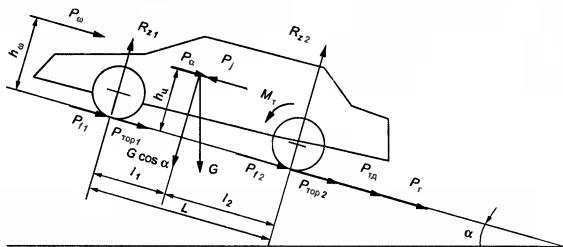


Рис. 5.1. Силы, действующие на автомобиль при торможении

лой $P_{\text{тор}}$, ею тоже можно пренебречь, особенно при экстренном торможении. Принятые допущения позволяют переписать уравнение (5.3) как

$$P_{\text{тор}} + P_\psi - P_j = 0 \quad \text{или} \quad P_{\text{тор}} + P_\psi = P_j.$$

Учитывая формулы (2.10), (2.12) и (5.2), получим

$$\varphi_x G + \psi G = m j_s \delta_{\text{пр}},$$

где m — масса автомобиля; j_s — замедление автомобиля.

Разделив обе части уравнения на силу тяжести автомобиля, получим:

$$\varphi_x + \psi = (\delta_{\text{пр}}/g) j_s. \quad (5.4)$$

5.3. Показатели тормозной динамичности автомобиля

Показателями тормозной динамичности автомобиля являются: замедление j_s , время торможения $t_{\text{тор}}$ и тормозной путь $S_{\text{тор}}$.

5.3.1. Замедление при торможении автомобиля

Роль различных сил при замедлении автомобиля в процессе торможения неодинакова. В табл. 5.1 приведены значения сил сопротивления при экстренном торможении на примере грузового автомобиля в зависимости от начальной скорости.

Таблица 5.1. Значения некоторых сил сопротивления при экстренном торможении грузового автомобиля общей массой 8,5 т и $k_0 F = 2,8 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$

Сила	Единица измерения	Начальная скорость, м/с				
		10	20	25	30	35
Сопротивления воздуха	кг	28	112	175	252	343
	%	0,45	1,8	2,8	4	5,3
Сопротивления качению при $f = 0,02$	кг	170	170	170	170	170
	%	2,75	2,7	2,7	2,7	2,6
Торможения	кг	5950	5950	5950	5950	5950
	%	96,8	96,5	94,5	93,3	92,1

При скорости движения автомобиля до 30 м/с (100 км/ч) сопротивление воздуха — не более 4 % всех сопротивлений (у легкового автомобиля оно не превышает 7 %). Влияние сопротивления возду-

ха на торможение автопоезда еще менее значительно. Поэтому при определении замедлений автомобиля и пути торможения сопротивлением воздуха пренебрегают.

С учетом вышеуказанного (см. раздел 5.2.2) и используя формулу (5.4) получим уравнение замедления:

$$j_3 = [(\varphi_x + \psi)/\delta_{\text{пр}}]g. \quad (5.5)$$

Так как коэффициент φ_x обычно значительно больше коэффициента ψ , то при торможении автомобиля на грани блокировки, когда усилие прижатия тормозных колодок таково, что дальнейшее увеличение этого усилия приведет к блокировке колес, величиной ψ в уравнении (5.5) можно пренебречь. Тогда

$$j_3 = (\varphi_x/\delta_{\text{пр}})g.$$

При торможении с отключенным двигателем коэффициент вращающихся масс можно принять равным единице ($\delta_{\text{пр}}$ от 1,02 до 1,04).

Тогда

$$j_3 = \varphi_x g. \quad (5.6)$$

Если при торможении коэффициент φ_x не меняется, то величина замедления остается постоянной, независимо от скорости движения.

5.3.2. Время торможения

Зависимость времени торможения от скорости движения автомобиля показана на рис. 5.2, зависимость изменения скорости от времени торможения — на рис. 5.3. Время торможения до полной остановки складывается из отрезков времени:

$$t_0 = t_p + t_{\text{пр}} + t_n + t_{\text{уст}}$$

где t_p — время реакции водителя, в течение которого он принимает решение и переносит ногу на педаль тормоза, оно составляет 0,2—0,5 с;

$t_{\text{пр}}$ — время срабатывания привода тормозного механизма. В течение этого времени происходит перемещение деталей в приводе. Промежуток этого времени зависит от технического состояния привода и его типа: для тормозных механизмов с гидравлическим приводом — 0,005—0,07 с при использовании дисковых тормозных механизмов и 0,15—0,2 с при использовании барабанных тормозных механизмов; для систем с пневматическим приводом — 0,2—0,4 с;

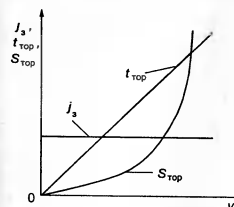


Рис. 5.2. Зависимости показателей тормозной динамичности автомобиля от скорости движения

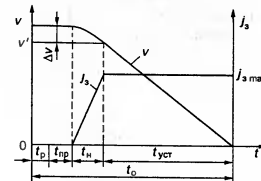


Рис. 5.3. Тормозная диаграмма

t_n — время нарастания замедления. С момента соприкосновения деталей в тормозном механизме, замедление увеличивается от нуля до того установившегося значения, которое обеспечивает сила, развиваемая в приводе тормозного механизма. Время, затраченное на этот процесс, называется временем нарастания замедления. В зависимости от типа автомобиля, состояния дороги, дорожной ситуации, квалификации и состояния водителя, состояние тормозной системы t_n может меняться от 0,05 до 2 с. Оно возрастает с увеличением силы тяжести автомобиля G и уменьшением коэффициента сцепления φ_x .

При наличии воздуха в гидравлическом приводе, низком давлении в ресивере привода, попадании масла и воды на рабочие поверхности фрикционных элементов значение t_n увеличивается. При исправной тормозной системе и движении по сухому асфальту значение t_n колеблется от 0,05 до 0,2 с для легковых автомобилей; от 0,05 до 0,4 с для грузовых автомобилей с гидравлическим приводом; от 0,15 до 1,5 с для грузовых автомобилей с пневматическим приводом; от 0,2 до 1,3 с для автобусов;

$t_{\text{уст}}$ — время движения с установившемся замедлением или время торможения с максимальной интенсивностью соответствует тормозному пути. В этот период времени замедление автомобиля практически постоянно.

Так как время нарастания замедления изменяется по линейному закону, то можно считать, что на этом отрезке времени автомобиль движется с замедлением равным примерно $0,5j_{3\text{max}}$. Тогда уменьшение скорости

$$\Delta v = v - v' = 0,5j_{3\text{уст}}t_n.$$

Следовательно, в начале торможения с установившимся замедлением

$$v' = v - 0,5j_{\text{уст}}t_{\text{н}}. \quad (5.7)$$

При установившемся замедлении скорость уменьшается по линейному закону (рис. 5.3) от $v' = j_{\text{уст}}t_{\text{уст}}$ до $v' = 0$.

Решая уравнение (5.7) относительно времени $t_{\text{уст}}$ и подставляя значения v' , получим

$$t_{\text{уст}} = v/j_{\text{уст}} - 0,5t_{\text{н}}.$$

Тогда остановочное время

$$t_{\text{о}} = t_{\text{р}} + t_{\text{пр}} + 0,5t_{\text{н}} + v/j_{\text{уст}} - 0,5t_{\text{н}} = t_{\text{р}} + t_{\text{пр}} + 0,5t_{\text{н}} + v/j_{\text{уст}}.$$

Примем

$$t_{\text{р}} + t_{\text{пр}} + 0,5t_{\text{н}} = t_{\text{сумм}}$$

тогда, считая, что максимальная интенсивность торможения может быть получена только при полном использовании коэффициента сцепления φ_x с учетом формулы (5.6) получим

$$t_{\text{о}} = t_{\text{сумм}} + v/(\varphi_x g). \quad (5.8)$$

5.3.3. Тормозной путь

Тормозной путь зависит от характера замедления автомобиля.

Обозначив пути, проходимые автомобилем за время $t_{\text{р}}$, $t_{\text{пр}}$, $t_{\text{н}}$ и $t_{\text{уст}}$ соответственно $S_{\text{р}}$, $S_{\text{пр}}$, $S_{\text{н}}$ и $S_{\text{уст}}$, можно записать, что полный остановочный путь автомобиля от момента обнаружения препятствия до полной остановки может быть представлен в виде суммы:

$$S_{\text{о}} = S_{\text{р}} + S_{\text{пр}} + S_{\text{н}} + S_{\text{уст}}.$$

Первые три члена представляют собой путь пройденный автомобилем за время $t_{\text{сумм}}$. Он может быть представлен как

$$S_{\text{сумм}} = vt_{\text{сумм}}.$$

Путь, пройденный за время установившегося замедления от скорости v' до нуля, найдем из условия, что на участке $S_{\text{уст}}$ автомобиль будет двигаться до тех пор, пока вся его кинетическая энергия не израсходуется на совершение работы против сил, препятствующих движению, а при известных допущениях только против сил $P_{\text{тор}}$, т. е.

$$mv'^2/2 = S_{\text{уст}}P_{\text{тор}}.$$

Пренебрегая силами P_{ψ} и P_{ω} , можно получить равенство абсолютных значений силы инерции и тормозной силы:

$$P_j = mj_{\text{уст}} = P_{\text{тор}},$$

где $j_{\text{уст}}$ — максимальное замедление автомобиля, равное установившемуся. Тогда

$$mv'^2/2 = S_{\text{уст}}mj_{\text{уст}},$$

$$0,5v'^2 = S_{\text{уст}}j_{\text{уст}},$$

откуда

$$S_{\text{уст}} = 0,5v'^2/j_{\text{уст}}.$$

С учетом формулы (5.6) получим

$$S_{\text{уст}} = 0,5v'^2/\varphi_x g \approx 0,5v'^2/(\varphi_x g).$$

Таким образом, тормозной путь при максимальном замедлении прямо пропорционален квадрату скорости движения в начале торможения и обратно пропорционален коэффициенту сцепления колес с дорогой.

Полный остановочный путь $S_{\text{о}}$ автомобиля будет

$$S_{\text{о}} = S_{\text{сумм}} + S_{\text{уст}} = vt_{\text{сумм}} + 0,5v'^2/(\varphi_x g) \quad (5.9)$$

или

$$S_{\text{о}} = vt_{\text{сумм}} + 0,5v'^2/j_{\text{уст}}. \quad (5.10)$$

Значение $j_{\text{уст}}$ можно установить опытным путем, используя деселерометр — прибор для измерения замедления движущегося транспортного средства.

5.3.4. Показатели интенсивности торможения

Оценочными показателями эффективности или интенсивности рабочей и запасной тормозных систем являются установившееся замедление $j_{\text{уст}}$, соответствующее движению автомобиля при постоянном воздействии на тормозную педаль и минимальный тормозной путь, $S_{\text{т}}$ — расстояние, проходимое автомобилем от момента нажатия на педаль до остановки.

Для стояночной и вспомогательных тормозных систем эффективность торможения оценивается суммарной тормозной силой, развиваемой тормозными механизмами в каждой из этих систем. Нормативные значения оценочных показателей для автотранспортных средств, принимаемых к производству, назначают из условий соот-

ветствия их параметрам лучших моделей с учетом перспектив развития в зависимости от категории автотранспортного средства (АТС) (табл. 5.2).

Таблица 5.2. Категории автотранспортных средств

Категория	Полная масса АТС, т	АТС
M_1	Соответствует полной массе базовой модели	Автобусы. Пассажи́рские автомобили и их модификации. Пассажи́рские автопоезда с числом мест для сидения не более 8
M_2	До 5	То же, имеющие более 8 мест для сидения
M_3	Свыше 5	То же
N_1	До 3,5	Грузовые автомобили. Автомобили-тягачи. Грузовые автопоезда
N_2	Свыше 3,5 и до 12	То же
N_3	Свыше 12	"
O_1	До 0,75	Прицепы и полуприцепы
O_2	До 3,5	То же
O_3	До 10	"
O_4	Свыше 10	"

Ввиду большого значения свойств, определяющих безопасность движения автомобиля, их регламентация является предметом ряда международных документов. Тормозные свойства регламентированы правилами № 13 комитета по внутреннему транспорту Европейской Экономической Комиссии Организации Объединенных Наций (ЕЭКООН). В соответствии с этими правилами в России разработан ГОСТ 25478—91 для автомобилей, находящихся в эксплуатации. Опираясь на этот ГОСТ, Правила дорожного движения устанавливают нормативные значения тормозного пути и установившегося замедления для автотранспортных средств (табл. 5.3), при несоблюдении которых эксплуатация транспортных средств запрещается.

Таблица 5.3. Условия, при которых запрещается эксплуатация автотранспортных средств

АТС	Тормозной путь, м, не более	Установившееся замедление, м/с ² , не менее
Легковые автомобили, в том числе с прицепом	14,7	5,8
Грузовые автомобили и автобусы	18,3	5
Грузовые автомобили с прицепом (полуприцепом)	19,5	5
Двухколесные мотоциклы и мопеды	7,5	5,5
Мотоциклы с боковым прицепом	8,2	5

При проверке на соответствие показателей торможения данной таблице испытания проводят на горизонтальном участке дороги с ровным сухим, чистым цементным или асфальтобетонным покрытием при скорости в начале торможения 40 км/ч для автомобилей, автобусов, автопоездов и 30 км/ч — для мотоциклов. Транспортное средство испытывается в снаряженном состоянии путем однократного воздействия на орган управления рабочей тормозной системы.

5.4. Распределение тормозной силы между мостами автомобиля

Оптимальное распределение тормозных сил между мостами двухосного автомобиля при $\varphi_{x1} = \varphi_{x2}$ определяется равенством

$$P_{\text{top1}}/P_{\text{top2}} = R_{z1}/R_{z2}.$$

При торможении под действием силы инерции передний мост нагружается моментом $P_f h_u$ (рис. 5.1), а задний разгружается. Соответственно, нормальные реакции R_{z1} и R_{z2} будут изменяться. Эти изменения учитываются коэффициентами m_{p1} и m_{p2} изменения реакций, которые определяются формулами (2.21) и (2.22). При торможении на горизонтальной дороге

$$m_{p1} = 1 + \varphi_x h_u / l_2; \quad m_{p2} = 1 - \varphi_x h_u / l_1.$$

Во время торможения автомобиля наибольшие значения коэффициентов изменения реакций соответственно m_{p1} от 1,5 до 2; m_{p2} от 0,5 до 0,7.

Координаты l_1 , l_2 и h_u меняются с изменением нагрузки на автомобиль, следовательно, оптимальное соответствие тормозных сил также должно быть переменным. Однако фактическое распределение тормозных моментов (а значит и тормозных сил) у каждого конкретного автомобиля зависит от конструктивных особенностей тормозной системы.

Принято характеризовать рабочую тормозную систему коэффициентом распределения тормозной силы

$$\beta_\tau = P_{\text{top1}} / (P_{\text{top1}} + P_{\text{top2}}).$$

Коэффициент β_τ может быть постоянным или меняться в зависимости от изменения давления в тормозной системе или изменения нормальных реакций, действующих на колеса.

При оптимальном распределении тормозной силы передние и задние колеса автомобиля могут быть доведены до блокировки одновременно. В этом случае

$$\beta_T = (I_2 + \varphi_0 h_{ц}) / L,$$

где φ_0 — расчетный коэффициент сцепления.

Каждому значению замедления соответствует свое оптимальное отношение тормозных сил $P_{\text{тор1}}/P_{\text{тор2}}$ или тормозных моментов $M_{\text{тор1}}/M_{\text{тор2}}$ (рис. 5.4).

На рисунке кривая 1 соответствует полностью груженому, кривая 2 — порожнему автомобилю. С учетом промежуточных нагрузок можно получить ряд кривых, лежащих между кривыми 1 и 2. Чтобы обеспечить сложную функциональную зависимость, необходимо в приводе тормозных механизмов иметь устройство, автоматически регулирующее отношение тормозных моментов, так называемый регулятор тормозных сил. Регулирование тормозных сил должно определяться в зависимости от соотношения нормальных реакций дороги на колеса передней и задней осей в процессе торможения.

При постоянном отношении тормозных моментов сцепной вес автомобиля может быть использован полностью только при одном (расчетном) значении коэффициента сцепления φ_0 . На рис. 5.4 абсцисса точки пересечения штриховой прямой $M_{\text{тор1}}/M_{\text{тор2}}$ с кривой 1 определяет расчетный коэффициент сцепления груженого автомобиля. Наиболее приемлемыми являются такие расчетные отношения $M_{\text{тор1}}/M_{\text{тор2}}$, при которых точки пересечения лежат в области $0,2 < \varphi_0 < 0,6$.

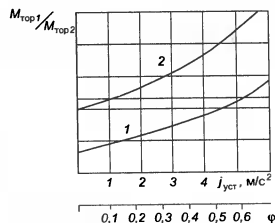


Рис. 5.4. Оптимальное отношение тормозных моментов на передних и задних осях для груженого (1) и негруженого (2) автомобилей в зависимости от замедления

Большие значения φ_0 имеют автомобили, предназначенные для эксплуатации в хороших дорожных условиях, а меньшие — автомобили высокой проходимости.

Так как распределение общей тормозной силы между мостами не соответствует нормальным реакциям, изменяющимся во время торможения, то фактическое замедление автомобиля оказывается меньше, а время торможения и тормозной путь больше теоретических. Для приближения результатов расчета к экспериментальным данным в формулы вво-

дят коэффициент эффективности торможения K_3 , который учитывает степень использования теоретически возможной эффективности тормозной системы. Для легковых автомобилей K_3 от 1,1 до 1,2; для грузовых автомобилей и автобусов от 1,4 до 1,6. Тогда

$$\begin{aligned} j_3 &= \varphi_x g / K_3, \\ t_0 &= t_{\text{сумм}} + K_3 v / (\varphi_x g), \\ S_{\text{уст}} &= 0,5 K_3 v^2 / (\varphi_x g), \\ S_0 &= v t_{\text{сумм}} + 0,5 K_3 v^2 / (\varphi_x g). \end{aligned} \quad (5.11)$$

5.5. Способы торможения автомобиля

Правильное использование различных способов служебного торможения в значительной степени определяет безопасность движения, долговечность и надежность тормозной системы автомобиля. К таким способам можно отнести:

- торможение двигателем;
- торможение с отсоединенным двигателем;
- совместное торможение двигателем и тормозными механизмами;
- торможение с использованием вспомогательной тормозной системы;
- ступенчатое торможение.

При торможении двигателем без использования тормозных механизмов водитель уменьшает или прекращает подачу топлива (горючей смеси) в цилиндры двигателя, в результате чего его мощность оказывается недостаточной для преодоления возникающих в нем сил трения и двигатель играет роль тормоза. Данный способ применяется, когда требуется небольшое замедление.

Торможение с отсоединенным двигателем применяют при полном торможении плавным нажатием на тормозную педаль.

Совместное торможение двигателем и тормозными механизмами повышает эффективность торможения, увеличивая долговечность тормозных механизмов и уменьшая затраты энергии на торможение. На дорогах с малым значением φ_x при этом уменьшается вероятность возникновения заноса.

Торможение с использованием вспомогательной тормозной системы применяют для поддержания желаемой скорости движения на спусках. Этот способ иногда применяют в сочетании с работой тормозных механизмов рабочей тормозной системы.

Ступенчатый способ торможения заключается в чередовании увеличения усилия на тормозную педаль с уменьшением (частичное

отпускание педали). Уменьшение усилия производится без потери контакта ноги водителя с тормозной педалью при выбранном свободном ходе. Время нахождения педали в нажатом состоянии увеличивается по мере уменьшения скорости автомобиля. Колеса автомобиля, благодаря такому нагружению тормозными моментами, кажутся с частичным проскальзыванием почти на грани блокировки колес. В результате эффективности торможения получается достаточно высокой. Такой способ торможения можно рекомендовать только водителям высокой квалификации, так как для того, чтобы удерживать колеса на грани юза требуется опыт и внимание.

Однако и при ступенчатом торможении полностью использовать сцепление колес с дорогой не удастся. Этого можно избежать только путем регулирования тормозных сил. Регулирование тормозных сил может быть статическим и динамическим. О статическом регулировании говорилось в разделе 5.4. Такое регулирование улучшает использование сцепного веса автомобиля, но не исключает блокировки колес.

Динамическое регулирование осуществляется с помощью антиблокировочных устройств. Большое распространение получили антиблокировочные устройства, автоматически уменьшающие тормозной момент при начале скольжения колес и через некоторое время (от 0,05 до 0,10 с) вновь увеличивающие его. Антиблокировочные устройства должны отличаться высокой эффективностью и надежностью. В противном случае они снижают безопасность движения, поскольку техника торможения, рассчитанная на работу антиблокировочного устройства, вызывает блокировку колес и в случае выхода устройства из строя, и в случае его нечеткой работы.

Рациональное управление автомобилем предполагает комплексное использование всех приемов торможения.

Сравнение эффективности различных способов торможения на дороге с высоким коэффициентом сцепления можно представить на основании следующих данных. При начальной скорости автомобиля 36 км/ч на асфальтовом шоссе с коэффициентом сопротивления $\psi = 0,02$ длина тормозного пути составляет:

- при движении накатом — 250 м;
- при торможении двигателем — 150 м;
- при торможении с использованием вспомогательной тормозной системы — 70 м;
- при служебном торможении с отсоединенным двигателем — 30–50 м;
- при экстренном торможении двигателем совместно с рабочей тормозной системой — 10 м.

5.6. Особенности торможения автопоезда

Пользуясь схемой сил (рис. 5.5), действующих при торможении на горизонтальной дороге на звенья прицепного автопоезда, и считая $P_{\omega} = 0$, можно записать для автомобиля-тягача

$$j_{\text{уст } \tau} = g\gamma_{\tau} + P_{\text{пр}}/m_{\tau}, \quad (5.12)$$

для прицепа

$$j_{\text{уст } \pi} = g\gamma_{\pi} + P_{\text{пр}}/m_{\pi}, \quad (5.13)$$

где $\gamma = \sum R_x/G$ — удельная тормозная сила.

Если считать, что сцепное устройство жесткое и не имеет зазора, то $j_{\text{уст } \tau} = j_{\text{уст } \pi}$ и, приравнявая правые части равенств (5.12) и (5.13), получим

$$P_{\text{пр}} = G_{\text{сп}}(\gamma_{\pi} - \gamma_{\tau}), \quad (5.14)$$

где $G_{\text{сп}} = G_{\tau}G_{\pi}/(G_{\tau} + G_{\pi})$ — приведенная сила тяжести автопоезда.

В соответствии с формулой (5.14) взаимодействие тягача и прицепа при торможении зависит от соотношения γ_{τ} и γ_{π} , которое может иметь три варианта:

- 1) если $\gamma_{\pi} = \gamma_{\tau}$, то $P_{\text{пр}} = 0$, торможение тягача и прицепа синхронно;
- 2) если $\gamma_{\pi} > \gamma_{\tau}$, то $P_{\text{пр}} > 0$, т. е. прицеп усиливает торможение тягача;
- 3) если $\gamma_{\pi} < \gamma_{\tau}$, то $P_{\text{пр}} < 0$ и при торможении автопоезда прицеп накачивается на тягач.

Первый вариант является идеальным, но равенство $\gamma_{\pi} = \gamma_{\tau}$ в обычных тормозных системах с пневматическим приводом достигнуть не удастся.

Во втором варианте обеспечивается растяжение автопоезда при торможении, что исключает его складывание и, следовательно, способствует повышению устойчивости автопоезда. При обычных пневматических приводах это возможно в случае искусственного увеличения времени срабатывания тормозной системы тягача, что существенно снижает эффективность торможения автопоезда в целом. Кроме этого, увеличивается вероятность достижения полного сколь-

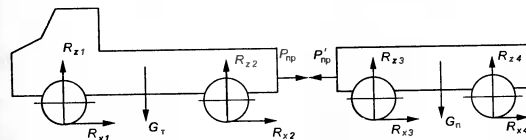


Рис. 5.5. Схема сил, действующих на автопоезд при торможении

жения колес прицепа, в результате чего прицеп начинает сползать вбок и тянет за собой весь автопоезд.

Поэтому тормозные системы современных автопоездов с пневматическими приводами рассчитаны в основном для третьего варианта, т. е. обычно при торможении автопоезда прицеп накатывается на тягач, что может привести, а иногда и приводит к потере устойчивости в виде так называемого складывания автопоезда.

5.7. Дорожно-транспортная экспертиза

Дорожно-транспортной экспертизой (ДТЭ) называют научно-техническое исследование дорожно-транспортного происшествия. Дорожно-транспортные происшествия (ДТП) возникают в результате нарушения режимов движения транспортных средств, вызвавшего травмы или смерть людей, повреждения транспортных средств и грузов, сооружений или нанесения каких-либо других материальных ущербов. При ДТЭ эксперт выясняет технические причины ДТП, определяет скорости движения, тормозной и остановочный пути транспортных средств и т. д.

Целью ДТЭ является получение научно обоснованной характеристики происшествия, определение его объективных причин и возможных способов предотвращения, а также анализ поведения участников происшествия во всех его фазах. В результате экспертизы должен быть получен ответ на вопрос, имел ли место несчастный случай или же происшествие явилось следствием неправильных действий его участников, пренебрегших требованиями безопасности или несвоевременно выполнивших необходимые действия для исключения ДТП и снижения тяжести опасных последствий.

Исходными данными для проведения экспертизы служат результаты осмотра места происшествия и автомобилей, а также результаты опроса участников и очевидцев данного происшествия.

Рассмотрим в качестве примера ДТП, результатом которого был наезд автомобиля на пешехода (рис. 5.6). Автомобиль *A* двигался на расстоянии S_n от тротуара, на краю которого находился пешеход *П* (положение I). Когда между автомобилем и пешеходом было расстояние S , пешеход начал движение по проезжей части перпендикулярно направлению движения автомобиля. На рис. 5.6 положение автомобиля и пешехода, соответствующее этому моменту, отмечено цифрой II. Водитель затормозил, однако избежать наезда не смог. Автомобиль, ударив пешехода (положение III), переместился еще на некоторое расстояние и остановился (положение IV).

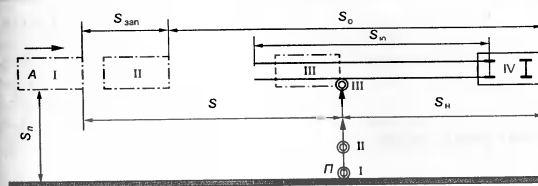


Рис. 5.6. Схема ДТП

На месте происшествия фиксируют длину S_0 следа юза шин по дороге, перемещение S_n автомобиля после его наезда на пешехода, а также путь, пройденный пешеходом по проезжей части до наезда. Проведя следственный эксперимент, измеряют деселерометром максимальное (установившееся) замедление $j_{уст}$ или с помощью переносных приборов коэффициент сцепления в зоне происшествия. На основании опроса свидетелей и других данных устанавливают примерное значение скорости v_n , с какой перемещался пешеход перед наездом. Остальные данные, необходимые для расчета, обычно определяют по таблицам, составленным в результате экспериментов. Если максимальное значение замедления $j_{уст}$ экспериментально не определить, то его вычисляют по формуле (5.11), задавшись коэффициентом K_s .

Последовательность анализа происшествия при его исследовании такова.

Исходя из формул (5.7) и (5.8), находят начальную скорость автомобиля перед торможением:

$$v = 0,5j_{уст}t_n + \sqrt{2S_{уст}j_{уст} + (0,5j_{уст}t_n)^2}.$$

Пренебрегая последним слагаемым подкоренного выражения вследствие его малой величины, можно написать

$$v = 0,5j_{уст}t_n + \sqrt{2S_{уст}j_{уст}}.$$

Затем определяют скорость автомобиля в момент его наезда на пешехода

$$v_n = \sqrt{2S_n j_{уст}}.$$

Зная v и v_n , можно найти время движения автомобиля с того момента, когда водитель начал реагировать на пешехода, до момента наезда на него:

$$t_n = t_{сумм} + (v - v_n)/j_{уст}.$$

Шириной полосы движения пешехода чаще всего пренебрегают, т. е. изображают его в виде точки. Скорость пешехода считают постоянной. Тогда время движения пешехода по проезжей части до момента наезда

$$t_n = S_n / v_n.$$

Условие своевременности торможения автомобиля можно записать следующим образом:

$$t_n \geq t_n.$$

Если это условие не выполнено и время t_n меньше времени t_n , то водитель действовал с опозданием и автомобиль успел переместиться из положения I в положение II.

Чтобы установить, мог ли водитель избежать наезда на пешехода, если бы не произошло это запаздывание, определяют его время:

$$t_{\text{зап}} = t_n - t_n.$$

За это время автомобиль, двигаясь с начальной скоростью v , переместился на расстояние

$$S_{\text{зап}} = v t_{\text{зап}}.$$

Согласно рис. 5.6 расстояние S между передней частью автомобиля и пешеходом в момент начала движения последнего по проезжей части

$$S = S_0 + S_{\text{зап}} - S_n,$$

где S_0 — остановочный путь автомобиля.

Если в результате расчетов получится, что расстояние S больше остановочного пути S_0 , то водитель мог, применив экстренное торможение, остановить автомобиль до линии следования пешехода. При $S \leq S_0$ водитель не имел возможности предотвратить наезд путем торможения, так как пешеход начал движение на слишком малом расстоянии перед автомобилем или двигался с большой скоростью.

5.8. Определение показателей тормозной динамичности автомобиля

Оценку тормозных свойств автомобиля проводят экспериментальными (дорожные и стендовые испытания), а также расчетно-аналитическими методами. К ним относятся:

- испытания типа 0 — проводятся при холодных тормозных механизмах автомобиля без нагрузки с включенным и отключенным двигателем от трансмиссии;

- испытания типа I — проводятся при нагретых тормозных механизмах и при полностью нагруженном автомобиле;
- испытания типа II — проводятся на затяжных спусках.

Усилия на тормозной педали при всех видах испытаний не должны превышать 490 Н для новых автотранспортных средств категорий M_1 , и находящихся в эксплуатации категорий M_1 , M_2 , M_3 и 687 Н для остальных категорий. Усилие на тормозном рычаге — 392 Н.

Нормативные значения $f_{\text{лет}}$ для испытаний типа 0 новых автотранспортных средств приводятся в табл. 5.4.

Таблица 5.4. Нормативные значения $f_{\text{лет}}$ для испытания типа 0

Параметр	Категория АТС				
	M_1	M_2, M_3	N_1	N_2	N_3
Начальная скорость торможения, км/ч	80	60	70	50	40
Установившееся замедление тормозной системы, м/с^2 , не менее:					
	рабочей	7	0	—	5,5
запасной	2,9	2,6	—	2,2	—

Нормативные значения $f_{\text{лет}}$ при испытаниях типа I составят 0,8; типа II — 0,75 приведенных значений.

У автомобилей, находящихся в эксплуатации, начальная скорость торможения для всех категорий равна 40 км/ч, нормативные значения $f_{\text{лет}}$ для автомобиля полной массы уменьшены приблизительно на 25 %, а время срабатывания привода соответственно возрастает (например, для категории N в два раза).

Нормативные значения суммарных тормозных сил стояночной тормозной системы новых автомобилей предусматривают удержание их (полной массы) на уклоне не менее: 25 % — для категории M , 20 % — для категории N , 18 % — для категории O и автопоездов, 12 % — для тягачей при отсутствии торможения остальных звеньев автопоезда.

Для автомобилей, находящихся в эксплуатации, стояночная тормозная система должна обеспечивать неподвижное состояние автомобиля полной массы на подъеме с уклоном — 16 %, снаряженного автомобиля для категории M — 23 % и для категории N — 31 %.

Вспомогательная тормозная система новых автомобилей должна без применения иных тормозных систем обеспечить движение со скоростью $v = 30 \pm 2$ км/ч на уклоне 7 % протяженностью 6 км. Для автомобилей полной массы при $v = 30 \pm 5$ км/ч должно быть обеспечено $f_{\text{лет}} \geq 0,5$ м/с^2 , а для снаряженных автомобилей — $f_{\text{лет}} > 0,8$ м/с^2 .

Требования к тормозным системам устанавливает ГОСТ 25478—91.

Дорожные испытания автомобилей, находящихся в эксплуатации на эффективность тормозных систем, проводят при полной массе или при массе снаряженного автомобиля с учетом массы водителя на прямой, ровной, горизонтальной, сухой дороге с цементно- или асфальтобетонным покрытием, не имеющей на поверхности сыпучих материалов или масла. Шины должны быть чистыми, сухими и отвечать требованиям по предельному износу и состоянию. При проверке рабочей и запасной тормозных систем автомобиль разгоняют до скорости 43—45 км/ч и отключают двигатель от трансмиссии. В момент, когда скорость автомобиля достигает 40 км/ч, производят полное его торможение определенным усилием на педаль привода тормоза и регистрируют тормозной путь или установившееся замедление и время срабатывания.

Измерительная и регистрирующая аппаратура, применяемая при дорожных испытаниях, должна отвечать требованиям ГОСТ 25478—91.

5.8.1. Аппаратура для испытаний

При тормозных испытаниях путь торможения определяют с помощью обтюраторного фотоэлектрического или экранного индуктивного датчиков, устанавливаемых на пятом измерительном колесе (рис. 5.7).

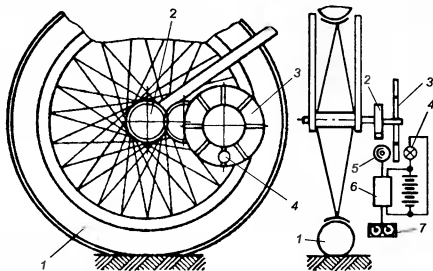


Рис. 5.7. Схема пятого колеса с фотоэлектронным измерительным устройством: 1 — колесо; 2 — редуктор; 3 — диск; 4 — лампа; 5 — фотодиод; 6, 7 — регистрирующие устройства

Колесо велосипедного или мотоциклетного типа устанавливается ввилке и шарнирно соединяется с автомобилем. Колесо 1 через редуктор 2 вращает диск 3 с отверстиями, которые пересекают луч света от лампы 4. При этом фотодиод 5 посылает импульсы на электронные регистрирующие устройства 6 и 7. Число отверстий на диске и передаточное число редуктора выбраны так, чтобы импульсы следовали через достаточно малый промежуток времени, кратный единице пути. Данное устройство позволяет регистрировать скорость, тормозной путь и усилие, действующее на тормозную педаль. Самописцы колеса позволяют дополнительно регистрировать угловые скорости всех колес автомобиля, по которым можно определить их проскальзывание.

При движении колеса на осциллограмме регистрируются пилообразные импульсы, максимальная амплитуда A которых пропорциональна длине окружности колеса $2\pi r_k$, а длительность t_k равна времени одного оборота.

Пример записи пути торможения показан на рис. 5.8. На осциллограмме регистрируются также метки времени сигнал от датчика сигнала торможения. При замыкании его контактов в один из регистрирующих каналов самописца подается электрический импульс, и на ленте регистрируется меандр, передний вертикальный фронт которого определяет момент нажатия на тормозную педаль.

Если необходимо определить давление в тормозной системе, то в тормозной привод включают мембранный индуктивный или потенциометрический датчик. Конструкция индуктивного датчика показана на рис. 5.9. Чувствительный элемент (рис 5.9, б) состоит из корпуса 7, зажимной головки 8 и мембраны 9. Корпус с резьбовым наконечником ввертывают в тормозную магистраль. Мембрану выбирают с таким расчетом, чтобы обеспечить линейную характеристику ее работы во всем диапазоне измеряемых давлений. Перемещение мембраны передается якорю 5 индуктивного преобразователя (рис. 5.9, а) через шуп 6. Якорь 5, находясь под действием пружины 4 и шупа 6, перемещается между двумя магнитными кольцами 3 и изменяет зазоры $\Delta 1$ и $\Delta 2$, что нарушает баланс измерительной схемы на величину, пропорциональную измеряемому давлению. Все устройство собрано в корпусе 2 и закрыто крышкой 1.

При определении тормозного момента измеряют напряжение кручения балки моста между опорным тормозным диском и креплением

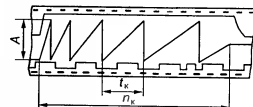


Рис. 5.8. Пример записи оборотов колеса при торможении

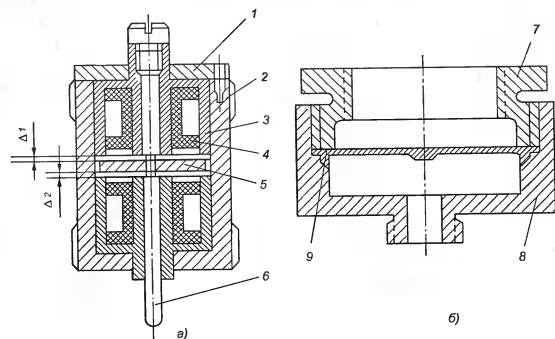


Рис 5.9. Индуктивный преобразователь давления (а) с чувствительным элементом (б): 1 — крышка; 2 — корпус; 3 — магнитное кольцо; 4 — пружина; 5 — ярлык; 6 — шуп; 7 — корпус чувствительного элемента; 8 — зажимная головка; 9 — мембрана

балки к упругому элементу подвески. При тензометрическом методе измерения на этом участке наклеивают четыре тензометрических датчика, располагая их крестообразно (два датчика в горизонтальной, а два в вертикальной плоскостях под углом 45° к осевой линии балки). Балка моста испытывает изгиб от вертикальной нагрузки и кручение от касательных сил.

Все четыре датчика испытывают деформации от кручения, а два датчика, расположенные в вертикальной плоскости, кроме того, еще и наибольшие деформации от изгибных напряжений. Для получения электрического сигнала, пропорционального только тормозному моменту, верхний и нижний тензодатчики включают так, чтобы они были расположены в противоположных плечах мостовой схемы. Растяжение от изгибной нагрузки верхнего датчика вызывает увеличение его сопротивления, а сжатие нижнего датчика — уменьшение сопротивления. При этом электрический ток в диагонали измерительного моста остается на нулевом уровне, сигнал от изгибных напряжений балки на выходе измерительного моста отсутствует. При приложении тормозного момента все четыре датчика меняют свое сопротивление одинаково. Датчики, установленные в горизонтальной плоскости, увеличивают сопротивление, а в вертикальной плоскости уменьшают его.

При проведении дорожных испытаний автомобиля принимают меры для обеспечения безопасности водителя и оператора. Автомобиль внутри оборудуется специальной рамой, укрепляющей стойки и крышу. Измерительная и регистрирующая аппаратура с блоками питания тщательно закрепляется.

К испытаниям допускаются водители, прошедшие специальную подготовку и имеющие опыт вождения автомобиля с высокими скоростями в сложных дорожных условиях. Водитель и оператор проходят инструктаж на рабочем месте и выполняют пробные заезды для ознакомления с трассой и режимами проведения испытаний. Рабочие места водителя и оператора оборудуются ремнями безопасности.

Контрольные вопросы

1. В чем отличие экстренного и служебного торможений?
2. В чем недостатки торможения с заблокированными колесами?
3. От чего зависит замедление автомобиля?
4. Из чего складывается время торможения автомобиля?
5. От чего зависит время срабатывания тормозного привода?
6. Что такое тормозная диаграмма? Нарисуйте ее.
7. От чего зависит тормозной путь автомобиля? Напишите формулу.
8. В чем заключается оптимальное распределение тормозной силы между мостами автомобиля?
9. Почему при торможении автомобиля происходит перераспределение нагрузки по осям?
10. Перечислите способы торможения автомобиля.
11. Назовите виды испытаний тормозной динамичности автомобиля.
12. Какие параметры измеряют при проведении испытаний автомобиля на тормозные свойства?

Глава 6 ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

6.1. Показатели топливной экономичности

Топливной экономичностью называют совокупность свойств автомобиля, определяющих расходы топлива при выполнении транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Снижение расходов топлива транспортными средствами является важным направлением деятельности автотранспортных предпри-

ятий всех уровней, так как расходы на топливо составляют свыше 15 % всех затрат на перевозку. Важно не только поддерживать высокую топливную экономичность автомобиля, но и организовать правильное хранение, транспортирование и раздачу топлива. В противном случае будут иметь место не только убытки в связи с прямыми потерями топлива, но и загрязнение окружающей среды, как продуктами неполного сгорания в ОГ автомобилей, так и просто нефтепродуктами.

Топливная экономичность автомобиля в значительной степени определяется такими показателями двигателя, как часовой расход топлива G_t и удельный расход топлива g_e .

Основным показателем топливной экономичности автомобиля является расход топлива на 100 км пройденного пути (путевой расход) (Q_L).

Для оценки эффективности использование топлива при выполнении транспортной работы используют расход топлива на единицу транспортной работы (Q) — отношение фактического расхода топлива к выполненной транспортной работе.

Удельный расход топлива рассчитывается по формуле

$$g_e = 1000G_t / N_e,$$

где N_e — эффективная мощность двигателя.

Выразим N_e через уравнение мощностного баланса:

$$N_e = N_{\psi} + N_{\omega} + N_j / \eta_{\text{тр}} = \alpha(P_{\psi} + P_{\omega} + P_j) / \eta_{\text{тр}},$$

тогда

$$G_t = g_e N_e / (1000\eta_{\text{тр}}) = g_e \alpha (P_{\psi} + P_{\omega} + P_j) / \eta_{\text{тр}}. \quad (6.1)$$

Часовой расход топлива оказывает влияние на величину путевого расхода:

$$Q_L = 1000G_t / (3600\rho_t), \quad (6.2)$$

где ρ_t — плотность топлива.

Выразив G_t через g_e , получим:

$$Q_L = g_e N_e / (3600\rho_t \eta_{\text{тр}}) = g_e (P_{\psi} + P_{\omega} + P_j) / (36000\rho_t \eta_{\text{тр}}). \quad (6.3)$$

Формула (6.3) называется уравнением расхода топлива.

Согласно ГОСТ 20306—90 оценочными показателями топливной экономичности служат:

- контрольный расход топлива (КРТ);
- расход топлива в магистральном ездовом цикле на дороге (РТМЦ);

- расход топлива в городском ездовом цикле на дороге (РТГЦД);
- расход топлива в городском цикле на стенде (РТГЦ);
- топливная характеристика установившегося режима двигателя (ТХ);
- топливно-скоростная характеристика на магистральном-холмистой дороге (ТСХ).

Данные оценочные показатели не нормируют. Их используют при сравнительной оценке уровня топливной экономичности с лучшими аналогами и косвенной оценки технического состояния автомобиля.

КРТ определяют для всех категорий АТС при заданных значениях v , хотя и разных для различных категорий при движении по прямой горизонтальной дороге на высшей передаче. Например, для автомобилей, у которых разрешаемая максимальная масса меньше 3,5 т КРТ определяют при v 90 или 120 км/ч. Для АТС, у которых полная масса больше 3,5 т (кроме автобусов и магистральных автопоездов) КРТ определяют при v 60 и 80 км/ч или при 40 и 60 км/ч. Для городских автобусов КРТ определяют при v 40 и 60 км/ч; для магистральных автопоездов и международных автобусов при 60 и 80 км/ч или при 40 и 60 км/ч в зависимости от массы АТС.

6.2. Топливо-экономические характеристики автомобиля

Топливная характеристика автомобиля представляет собой зависимость расхода топлива при равномерном движении автомобиля от скорости движения, дорожного сопротивления и включенной передачи. График характеристики (рис. 6.1) позволяет по скорости v и коэффициенту дорожного сопротивления ψ определить расход топлива при движении автомобиля на заданной передаче. Например, при движении автомобиля со скоростью v_1 по дороге, качество которой характеризуется коэффициентом ψ_1 , расход топлива равен Q_1 .

Можно решать и обратную задачу: определять максимально возможную скорость, которую может развить автомобиль при данном расходе топлива. Задачи подобного рода возникают при выявлении экономически целесообразной скорости движения автомобиля на автомагистралях.

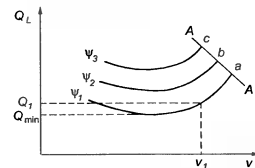


Рис. 6.1. Топливо-экономическая характеристика автомобиля

Каждая кривая имеет характерные точки, определяющие минимальный расход топлива при движении по дороге с коэффициентом сопротивления ψ (например, Q_{\min} при ψ_1).

Другие характерные точки кривых (конечные) определяют расход топлива при полной нагрузке двигателя, что соответствует максимально возможной при данном коэффициенте ψ скорости движения автомобиля (точки a , b , c). Огибающая кривая $A-A_1$, проведенная через эти точки, представляет собой изменение путевого расхода топлива при полной нагрузке двигателя на дорогах с различными значениями ψ .

Экономическая характеристика автомобиля может быть построена по данным дорожных испытаний автомобиля. В этом случае расход топлива на 100 км пробега измеряется непосредственно для различных значений дорожного сопротивления.

Экономическая характеристика может быть построена и аналитическим путем на основании скоростной характеристики двигателя.

Экономическая характеристика автомобиля не учитывает расход топлива при пуске и прогреве двигателя, расход топлива в пунктах погрузки и разгрузки, где автомобиль маневрирует и простаивает. Эти затраты учитываются специальными нормами расхода топлива.

Экономическая характеристика устанавливает зависимость расхода топлива от двух эксплуатационных факторов — скорости движения и состояния дороги. Однако существует помимо этого большое число факторов, оказывающих существенное влияние на топливную экономичность автомобиля.

6.3. Факторы, влияющие на топливную экономичность автомобиля

Существенное влияние на топливную экономичность автомобиля оказывают следующие факторы:

- экономичность двигателя;
- масса автомобиля;
- расход энергии на преодоление сил трения в трансмиссии;
- сила сопротивления качению колес автомобиля;
- сила сопротивления инерции;
- условия движения;
- стиль вождения автомобиля;
- техническое состояние автомобиля.

Экономичность двигателя и определяющие ее факторы рассматривались в теории ДВС.

Полную массу автомобиля желательно снижать путем уменьшения его собственной массы. Это можно осуществить путем рациональной компоновочной схемы автомобиля, широкого применения прогрессивных облегченных и высокопрочных материалов, создания равнопрочных конструкций. При этом экономия топлива следует определять с учетом увеличения энергозатрат на производство новых материалов.

Для грузовых дизельных автомобилей при движении по ровной дороге со скоростью 60—80 км/ч снижение массы на 10 % дает экономии 5—6 % топлива, а для автомобилей с карбюраторными двигателями — 6—8 %. При движении по горным дорогам экономия топлива составляет 10 % и более.

Тип и параметры трансмиссии оказывают влияние не только на скоростные качества, но и на топливную экономичность автомобиля. Это было отчасти изложено при рассмотрении тягового расчета автомобиля. По данным исследований оптимизация параметров силовой передачи и грузовых автомобилей и установок позволяет повысить их топливную экономичность на 10—15 % (без снижения производительности, а иногда и повысив ее).

Потери энергии на трение в узлах трансмиссии снижаются путем повышения качества обработки трущихся поверхностей, улучшения условий смазки. Например, в зимнее время вязкость масла в агрегатах трансмиссии повышается и КПД трансмиссии падает. Такое уменьшение КПД можно частично предотвратить, утеплив агрегаты трансмиссии путем установки специальных тепловых экранов, которые предотвратят интенсивный отвод теплоты в окружающую среду.

Сопротивление качению зависит от величины сил внутреннего трения в шине колеса, а эти силы увеличиваются с ростом толщины протектора шины. Вместе с тем, увеличение толщины протектора повышает срок службы шины. Для устранения этого противоречия используют шины новых конструкций.

Установлено, что шины с радиальным расположением корда (радиальные) имеют почти на 25 % меньшее сопротивление качению, чем шины с диагональным расположением корда. Еще лучшие показатели имеют шины с металлокордным бреккером или полностью металлокордной конструкции.

Значительный перерасход топлива вызывает снижение давления воздуха в шинах. Например, снижение давления в шинах грузовых

автопоездов на 10 % ведет к перерасходу топлива до 5,5 %, а на 20 % — до 7,5 %.

Неплохие результаты дает и правильно выбранный режим движения: при снижении скорости движения на 10 % сопротивление качению снижается примерно на 15 %, а расход топлива как минимум на 3 %.

Аэродинамическое сопротивление для грузовых автомобилей и автобусов при скоростях движения до 60 км/ч незначительно; при скорости 70—80 км/ч оно приравнивается к силе сопротивления качению, при более высоких скоростях становится доминирующим. Доля расхода топлива на преодоление сопротивления воздуха может достигать 30 % от общего расхода топлива. Путем улучшения обтекаемости грузовых автомобилей можно уменьшить расход топлива на 7—10 %. Пути улучшения аэродинамики автомобилей были рассмотрены ранее.

Инерционное сопротивление наиболее существенно при интенсивном разгоне автомобиля на низших передачах, где ускорения разгона наибольшие. Так, например, составляющая расхода топлива, обусловленная преодолением сопротивлений инерции, при разгоне автопоезда с дизелем (полная масса 28 т) с места составляет 21 %, а при разгоне в интервале 40—90 км/ч — до 5 %. Снизить эту составляющую можно за счет уменьшения полной массы автомобиля.

Окружающая среда, т. е. атмосферные и дорожные условия влияют на работу двигателя, силовой передачи и ходовой части, а следовательно, и на его топливную экономичность.

Так при повышении температуры отработавших газов на 10 °С мощность двигателя снижается на 1,8—2,2 % (больше у дизелей). Изменение температуры окружающей среды на 10 °С приводит к тому, что суммарное сопротивление движению изменяется примерно на 8—10 %, расход топлива на 6—7 %. При снижении температуры окружающего воздуха на 30 °С расход топлива может увеличиться на 25 %.

Тип и сложность маршрута влияют на среднее передаточное число трансмиссии, число переключений коробки передач, и загрузку низших ступеней трансмиссии, а следовательно, и на расход топлива. Характерно, что городские маршруты влияют на расход топлива даже больше, чем в горной местности.

В горных и городских условиях значительно влияние радиусов поворота дорог и скоростей движения по ним. Так, при прохождении грузовым автомобилем с колесной формулой 6 × 4 со скоростью 25 км/ч поворотов радиусом 20 и 40 м разница в расходе топлива

составляет 40 %; если поворот радиусом 30 м проходить со скоростями 25 и 35 км/ч, то разница в расходе топлива составит 45 %.

При ухудшении профиля дорожного покрытия от асфальто-бетонного до булыжного, скорость грузового автомобиля снизится примерно на 35—40 %, а расход топлива увеличится на 30—40 %.

Таким образом, повышение топливной экономичности автомобильного транспорта достигается не только путем совершенствования подвижного состава, но и улучшением дорог.

Стиль вождения автомобиля также влияет на его экономичность. Это проявляется в том, что каждая случайная остановка автомобиля ухудшает его экономичность; чем выше степень использования высоких передач при движении, тем экономичнее работа; использование выбега на пологих спусках выгодно, а на горизонтальных участках малоэффективно; езда с интенсивным торможением не экономична; работа на холостом ходу на остановках значительно снижает экономичность двигателя; при разгонах передачи должны переключаться с возрастающей частотой вращения коленчатого вала и уменьшением времени разгона на каждой передаче и т. д.

Пятидневное обучение малоопытных водителей экономичному вождению автомобиля позволяет добиться экономии топлива не менее чем на 5 %, а месячное обучение — до 15—25 %.

Для облегчения выбора оптимальных режимов работы двигателя и автомобиля используются электронные устройства, которые либо сами осуществляют управление двигателем и трансмиссией, либо выдают информацию, на основе которой такое управление выполняет водитель. Получил широкое распространение прибор «Стоп—старт», который автоматически выключает двигатель при переходе на холостой режим работы во время непродолжительных стоянок. При трогании прибор осуществляет быстрый пуск двигателя при нажатии водителем на педаль подачи топлива. Это исключает непроизводительный расход топлива во время стоянок, которые особенно часты при движении автомобиля в городских условиях.

Техническое состояние автомобиля влияет на непроизводительные энергетические затраты автомобиля. Наиболее значительное влияние на экономичность автомобиля оказывают неисправности двигателя. К неисправностям шасси автомобиля, способным увеличить расход топлива, относятся неправильная регулировка зубчатых колес главной передачи, радиально-упорных подшипников и тормозных механизмов, небольшое давление воздуха в шинах, неправильно отрегулированное сходжение колес. Данные неисправности могут увеличить расход топлива на 10—20 %.

6.4. Топливная экономичность автопоезда

Как отмечалось выше, несмотря на то, что общий расход топлива на единицу пройденного пути у автопоезда выше, чем у одиночных автомобилей, все же расход топлива, приходящийся на единицу выполненной транспортной работы, меньше. В результате себестоимость перевозок грузов автопоездом ниже, чем себестоимость перевозок одиночным автомобилем, так как повышается производительность труда.

Расход топлива автопоездом на единицу транспортной работы рассчитывается по формуле

$$q_{\text{тр}} = Q_{\text{р}} 1000 / (m_{\text{гр}} L_{\text{тр}}),$$

где Q — расход топлива; $m_{\text{гр}}$ — масса перевезенного груза; $L_{\text{тр}}$ — пробег автомобиля с грузом.

Исходя из того, что путьевой расход топлива $Q_L = 100 Q / L_{\text{общ}}$, где $L_{\text{общ}}$ — общий путь, пройденный автопоездом, имеем

$$q_{\text{тр}} = Q_{\text{р}} L_{\text{общ}} 10 / (m_{\text{гр}} L_{\text{тр}}).$$

Отношение $L_{\text{тр}} / L_{\text{общ}}$ называется коэффициентом использования пробега $\beta_{\text{пр}}$.

Масса груза рассчитывается по формуле

$$m_{\text{гр}} = G_{\text{гр}} / (g \cdot 10^3) \approx G_{\text{гр}} 10^4,$$

где $G_{\text{гр}}$ — вес груза, тогда

$$q_{\text{тр}} = Q_{\text{р}} 10^5 / (g_{\text{гр}} \beta_{\text{пр}}). \quad (6.4)$$

Подставим в уравнение (6.4) выражение Q_L из формулы (6.3) и, пренебрегая силами P_j и $P_{\text{в}}$, получим

$$q_{\text{тр}} = 100 g_{\text{в}} \psi G / (36 \eta_{\text{тр}} G_{\text{р}} \beta_{\text{пр}}).$$

Сила тяжести автопоезда составляет $G + G_{\text{р}}$, следовательно,

$$q_{\text{тр}} = [(100 g_{\text{в}} \psi) / (36 \eta_{\text{тр}} \beta_{\text{пр}})] [(G / G_{\text{р}}) + 1]. \quad (6.5)$$

Таким образом, расход топлива транспортной работы $q_{\text{тр}}$ в большей степени зависит от отношения силы тяжести автопоезда и груза, т. е. расход топлива будет уменьшаться при уменьшении значения этого отношения. Масса прицепа намного меньше массы автомобиля той же грузоподъемности, и при использовании прицепа масса перевезимого груза возрастает примерно в двое, а масса автопоезда только на 50–60 %.

Степень использования мощности двигателя у автомобиля, который буксирует прицеп, выше, чем у одиночного автомобиля, следовательно, удельный расход топлива меньше.

6.5. Нормы расхода топлива

В целях снижения себестоимости грузоперевозок, сокращения непроизводительных затрат топлива и упорядочения его расхода на автотранспортных предприятиях расход топлива нормируется.

Известно, что энергия топлива в результате сгорания расходуется на эффективную работу, тепловые и механические потери. Первая используется для передвижения автомобиля ψ , причем ее величина растет с увеличением массы перевозимого груза и с ростом дорожного сопротивления ψ .

Следовательно, расход топлива для передвижения автомобиля совместно с расходом топлива для перевозки груза (выполнение транспортной работы) составит

$$Q_{\text{н}} = K_1 L / 100 + K_2 P / 100, \quad (6.6)$$

где K_1 — норма расхода топлива на 100 км пробега автомобиля, связанная с его передвижением и внутренними потерями в двигателе; K_2 — норма расхода топлива на 100 км транспортной работы; P — транспортная работа.

Кроме того, следует учесть, что если автомобиль занят на грузоперевозках, связанными с периодическими простоями под загрузкой и разгрузкой, то очевидно, что потребуются дополнительный расход топлива на прогрев двигателя перед каждым началом движения. Маневрирование на пониженных передачах на площадках загрузки и выгрузки также вызовет дополнительный расход топлива. Поэтому в формулу (6.6) вводят еще один член, тогда расход топлива будет

$$Q_{\text{н}} = K_1 L / 100 + K_2 P / 100 + K_3 m, \quad (6.7)$$

где K_3 — норма расхода топлива на одну езду с грузом; m — число ездов с грузом.

Влияние дорожных и климатических условий учитывается надбавками к нормам. Тогда окончательно формула расхода топлива примет вид

$$Q_{\text{н}} = K_1 (L / 100) (1 \pm D) + K_2 (P / 100) + K_3 m, \quad (6.8)$$

где D — поправочный коэффициент (надбавки к нормам).

Значения K_1 , K_2 и K_3 зависят от типа автомобиля.

При перевозках на большие расстояния коэффициент K_3 в формуле (6.8) не учитывается:

$$Q_n = K_1(L/100)(1 \pm D) + K_2(P/100). \quad (6.9)$$

Если расчет производится для самосвалов, которые перевозят груз только в одном направлении и на коротком расстоянии, формула (6.8) примет вид

$$Q_n = K_1(L/100)(1 \pm D) + K_3m. \quad (6.10)$$

Для легковых автомобилей и автомобилей, масса перевозимого груза которых невелика по сравнению с массой самого автомобиля, расход топлива рассчитывается по формуле

$$Q_n = K_1(L/100)(1 \pm D). \quad (6.11)$$

Если расчет расхода топлива производится для автопоезда, то используется формула (6.9), но в коэффициент K_2 входит еще и норма на дополнительную массу прицепа.

Контрольные вопросы

1. Что называется топливной экономичностью автомобиля?
2. Назовите основные показатели топливной экономичности автомобиля.
3. От каких факторов зависит расход топлива автомобиля?
4. Что такое топливно-экономическая характеристика автомобиля? Какие задачи она позволяет решать?
5. Почему топливная экономичность автопоезда лучше, чем одиночного автомобиля?
6. Для чего устанавливаются нормы расхода топлива?

Глава 7 УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Во время движения автомобиля на него действуют не только управляющие силы со стороны водителя, но и различного рода случайные силы, вызываемые различными причинами, к которым относятся наезд на неровности дороги, наклон дороги, боковые порывы ветра, прохождение автомобилем поворота и др. В результате действия данных сил автомобиль может потерять устойчивость. При этом различают устойчивость поперечную и продольную.

Нарушение поперечной устойчивости проявляется в боковом скольжении колес или опрокидывании автомобиля в плоскости,

перпендикулярной продольной оси. Нарушение продольной устойчивости проявляется в буксовании колес, вызывающее сползание автомобиля при преодолении им крутого подъема. Опрокидывание автомобиля в продольной плоскости маловероятно и практически невозможно, так как у современных автомобилей центр тяжести расположен довольно низко.

7.1. Поперечная устойчивость автомобиля

7.1.1. Показатели поперечной устойчивости

Показателями поперечной устойчивости автомобиля являются максимально возможная скорость его движения на повороте данного радиуса и угол поперечного наклона дороги (косогоора), при котором автомобиль потеряет устойчивость. Оба показателя могут быть определены из условий поперечного скольжения колес (заноса) и опрокидывания автомобиля. Таким образом, имеются четыре показателя поперечной устойчивости:

- v_2 — максимальная (критическая) скорость движения автомобиля по окружности (на повороте), соответствующая началу его скольжения;
- v_0 — максимальная (критическая) скорость движения автомобиля по окружности (на повороте), соответствующая началу его опрокидывания;
- β_2 — максимальный (критический) угол наклона, при котором начинается поперечное скольжение колес;
- β_0 — максимальный (критический) угол наклона, при котором начинается опрокидывание автомобиля.

7.1.2. Силы, действующие на автомобиль при повороте

При движении автомобиля на повороте его поперечная устойчивость может быть утрачена в результате действия инерционных сил, направленных перпендикулярно к продольной оси автомобиля. Чтобы определить эти силы рассмотрим схему, показанную на рис. 7.1. Примем, что автомобиль является плоской фигурой и движется по горизонтальной дороге, а шины в поперечном направлении не деформируются.

На участке 1—2 автомобиль движется прямолинейно и его ведущие колеса находятся в нейтральном положении. На участке 2—3 водитель поворачивает колеса, и автомобиль движется по кривой переменного радиуса (первой переходной кривой). На участке 3—4

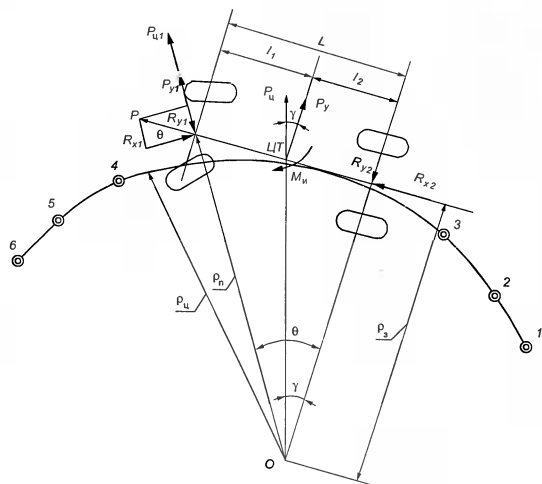


Рис. 7.1. Силы, действующие на автомобиль при повороте: R_{x1} , R_{x2} , R_{y1} , R_{y2} — продольные и поперечные реакции дороги на колеса переднего и заднего мостов; P_u — центробежная сила; P_{y1} — поперечная составляющая центробежной силы; ρ_u и ρ_3 — радиусы поворота центра масс и задней оси; θ — угол поворота управляемой оси (приблизительно равен полусумме углов поворота управляемых колес); M_u — момент инерции автомобиля; γ — угол между радиусом ρ_u поворота центра тяжести и продолжением оси заднего моста

положение колес, повернутых на угол θ , остается неизменным. Также как и радиус ρ_3 траектории середины заднего моста. На участке 4—5 (второй переход кривой) водитель поворачивает колеса в обратном направлении, и радиус ρ_3 постепенно увеличивается. На участке 5—6 автомобиль снова движется прямолинейно.

При равномерном движении на участке 3—4 (кривая постоянного радиуса) из центра поворота O через центр тяжести автомобиля на него действует центробежная сила P_u :

$$P_u = m\omega^2\rho_u,$$

где m — масса автомобиля; ω — угловая скорость автомобиля при повороте, $\omega = v/\rho_u$ (v — скорость движения автомобиля); ρ_u — рас-

стояние от центра поворота до центра тяжести автомобиля, $\rho_u = \rho_3/\cos\gamma$ и $\rho_3 = L/\tan\theta$.

При больших скоростях движения потеря устойчивости автомобиля наиболее опасна. А так как в этих случаях угол поворота управляемых колес θ незначителен, то им можно пренебречь, тогда

$$\tan\theta \approx \theta \text{ и } \rho_3 \approx L/\theta. \quad (7.1)$$

Таким образом, центробежная сила, действующая на автомобиль при его равномерном движении, рассчитывается по формуле

$$P_u = mv^2/(\rho_3 \cos\gamma) = mv^2\theta/(L \cos\gamma).$$

Поперечная составляющая центробежной силы

$$P_{y1} = P_u \cos\gamma = mv^2\theta/L. \quad (7.2)$$

При равномерном движении (переходные кривые) на автомобиль действует также сила, вызванная изменением кривизны траектории. Поперечная составляющая P_{y11} этой силы пропорциональна скорости автомобиля и угловой скорости $\omega_{ук}$ поворота управляемых колес. Величина этой угловой скорости зависит от скорости движения колеса, чтобы вписаться в поворот:

$$P_{y11} = mvl_2\omega_{ук}/L. \quad (7.3)$$

В случае неравномерного движения на автомобиль действует еще и сила P_{y111} :

$$P_{y111} = mj l_2^2 \theta / L, \quad (7.4)$$

где j — ускорение движения автомобиля.

Таким образом, поперечная инерционная сила, вызывающая занос и опрокидывание автомобиля при движении на повороте, представляется как

$$P_y = P_{y1} + P_{y11} + P_{y111}. \quad (7.5)$$

Сила P_{y11} действует только в процессе поворота рулевого колеса. При входе автомобиля в поворот сила P_{y11} положительна и вместе с силой P_{y1} она увеличивает опасность заноса и опрокидывания автомобиля.

При выходе автомобиля из поворота скорость $\omega_{ук}$ отрицательна и сила P_{y11} частично уравновешивает силу P_{y1} , и автомобиль может двигаться с большей скоростью без потери устойчивости.

Сила P_{y111} увеличивается с увеличением угла θ и ускорения j автомобиля. Поэтому во время вхождения автомобиля в поворот нару-

шение его устойчивости более вероятно при разгоне, чем при движении накатом, когда ускорение j и сила P_{y11} отрицательны.

В результате поворота автомобиля вокруг центра тяжести возникает инерционный момент $M_{и}$, который пропорционален угловому ускорению и моменту инерции автомобиля.

Поперечная инерционная сила P_y уравнивается поперечными реакциями дороги R_{y1} и R_{y2} на колеса автомобиля. Инерционный момент $M_{и}$ влияет на перераспределение этих реакций, но так как это влияние на устойчивость автомобиля сравнительно невелико, то его можно не учитывать.

7.1.3. Критическая скорость заноса и опрокидывания

Боковая сила P_y , возникающая при прохождении поворота, во многом зависит от квадрата скорости движения. Под действием силы P_y может начаться боковое скольжение колес по дороге. В этом случае возникает относительно центра поворота внутренние и наружные поперечные реакции $R_{yв}$ и $R_{yн}$ дороги на колеса (рис. 7.2) достигают предела по сцеплению. Если автомобиль равномерно движется при неизменном угле поворота управляемых колес, то

$$R_{y1} + R_{y2} = G\varphi_y = P_y = mv^2\theta/L,$$

где φ_y — коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой.

Отсюда критическая скорость по условиям заноса

$$v_3 = \sqrt{\varphi_y Lg/\theta} = \sqrt{\beta_3 g\varphi_y}. \quad (7.6)$$

Таким образом, при равномерном движении автомобиля со скоростью v_3 по дороге, характеризуемой коэффициентом сцепления φ_y и прохождении поворота радиусом ρ_3 , начинается поперечное скольжение (занос) его колес.

Под действием этой же боковой силы P_y возникает момент, который может опрокинуть автомобиль относительно оси, проходящей через центры контактов шин наружных колес с дорогой. Составив уравнение моментов относительно этой оси, получим:

$$0,5GB - P_y h_{ц} - \sum R_{цв} = 0, \quad (7.7)$$

где $\sum R_{цв}$ — сумма нормальных реакций дороги, действующих на внутренние колеса автомобиля; $h_{ц}$ — высота центра тяжести автомобиля;

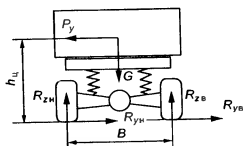


Рис. 7.2. Определение критической скорости поперечной устойчивости

B — колея автомобиля (расстояние между центрами контактов с дорогой левых и правых колес).

В момент начала опрокидывания внутренние колеса автомобиля отрываются от дороги и $\sum R_{цв} = 0$. Тогда уравнение (7.7) примет вид

$$0,5GB = P_y h_{ц}. \quad (7.8)$$

Если автомобиль движется на повороте равномерно, подставив в уравнение (7.8) значение P_y из формулы (7.2):

$$0,5GB = mv^2\theta h_{ц}/L,$$

откуда критическая скорость по условиям опрокидывания

$$v_0 = \sqrt{BLg/(2h_{ц}\theta)}, \quad (7.9)$$

а с учетом формулы (7.1)

$$v_0 = \sqrt{B\rho_3 g/(2h_{ц})}. \quad (7.10)$$

При равномерном движении автомобиля со скоростью v_0 на повороте радиусом ρ_3 автомобиль с колеей B и высотой центра тяжести $h_{ц}$ опрокинется.

7.2.4. Критический угол уклона дороги

Критический угол уклона дороги по условиям заноса (бокового скольжения) определяется из уравнения проекцией всех сил на плоскость дороги (рис. 7.3):

$$G \sin \beta = \sum R_{цн} + \sum R_{цв}.$$

Но по условиям сцепления шин с дорогой сумма поперечных реакций в момент начала заноса

$$\sum P_{yв} + \sum P_{yн} = G \cos \beta \varphi_y.$$

Следовательно, критический угол уклона дороги по условиям заноса

$$\beta_3 = \arctg \varphi_y. \quad (7.11)$$

При движении с уклоном из центра тяжести автомобиля действует поперечная составляющая $G \sin \beta$ силы тяжести автомобиля. Эта составляющая (плечо $h_{ц}$) образует момент, который стремится

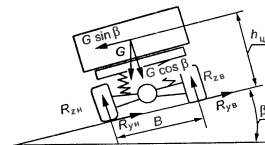


Рис. 7.3. Определение критического угла уклона дороги по поперечной устойчивости

опрокинуть автомобиль. Составим уравнение моментов относительно оси, проходящей через точки контактов середины шин наружных колес с дорогой:

$$\sum R_{\text{сш}} B + G \sin \beta h_{\text{ц}} - 0,5GB \cos \beta.$$

В момент начала опрокидывания $\Sigma R_{\text{сш}} = 0$. Тогда из последнего равенства имеем

$$\text{tg} \beta = B / (2h_{\text{ц}}).$$

Критический угол уклона дороги по условиям опрокидывания

$$\beta_0 = \text{arctg}[B / (2h_{\text{ц}})]. \quad (7.12)$$

При прямолинейном движении автомобиля с колес B и высотой центра тяжести $h_{\text{ц}}$ с углом уклона β_0 начнется его опрокидывание.

Опрокидывание автомобиля опаснее его заноса, поэтому для безопасного движения должны выполняться условия:

$$v_0 > v_3, \text{ откуда } B > 2h_{\text{ц}} \varphi_3; \quad (7.13)$$

$$\beta_0 > \beta_3, \text{ откуда } B > 2h_{\text{ц}} \varphi_3. \quad (7.14)$$

Таким образом потери устойчивости автомобиля в виде заноса оказываются одинаковыми в случае его движения по кривой и при его движении по дороге с уклоном. Выполнение условия (7.13) уменьшает вероятность опрокидывания, но не исключает его полностью. Например, двигаясь с боковым скольжением, автомобиль может удариться своими колесами о бордюр, в результате чего его скольжение прекратится и начнется опрокидывание.

7.1.5. Занос автомобиля

Одновременный занос обоих мостов автомобиля происходит довольно редко. Чаше начинают скользить колеса одного моста. В этом случае механизм потери устойчивости имеет свои особенности.

Занос заднего моста заднеприводного автомобиля более вероятен, так как задние колеса нагружены силой тяги, и уже в значительной степени исчерпали возможности сцепления с дорогой, резерв по сцеплению для восприятия боковой силы ограничен. Достаточно небольшой боковой силы, чтобы колеса начали скользить в боковом направлении.

На рис. 7.4. а показана схема автомобиля, у которого передние колеса движутся прямо со скоростью v_1 , а задние движутся вперед

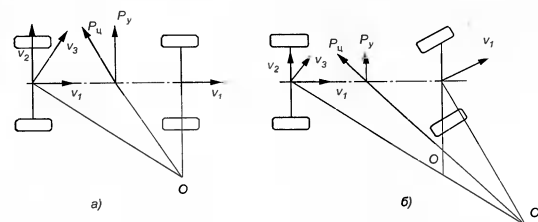


Рис. 7.4. Схемы заноса переднего моста заднеприводного автомобиля (а) и гашения заноса (б)

со скоростью v_1 и скользят в поперечном направлении со скоростью v_2 . В результате, задний мост перемещается со скоростью v_3 , что вызывает поворот автомобиля вокруг центра O , хотя передние колеса находятся в нейтральном положении.

Поперечная составляющая P_y возникшей при этом центробежной силы P_z действует в направлении скольжения заднего моста, увеличивая его занос. Если управляемые колеса повернуть в сторону заноса, то центр поворота сместится из точки O в точку O_1 (рис. 7.4, б). При этом центробежная сила уменьшится, что будет способствовать гашению заноса.

Если автомобиль заднеприводный, то при заносе заднего моста одновременно с поворотом рулевого колеса следует убавить силу тяги на ведущих задних колесах или прекратить торможение тормозной системой и тормозить двигателем, это также способствует гашению заноса вследствие улучшения сцепления задних колес с дорогой.

Если автомобиль переднеприводный, то, отпустив педаль подачи топлива и начав торможение двигателем, водитель не изменит условий сцепления задних неприводных колес, т. е. v_2 останется неизменной (рис. 7.5), а v_1 уменьшится до v_1' . Отклонение суммарной скорости v_3' движения от заданного направления движения (направление v_1) увеличится.

Если же водитель переднеприводного автомобиля сильнее нажмет на педаль подачи топлива, то скорость v_1 увеличится до v_1'' , и направление

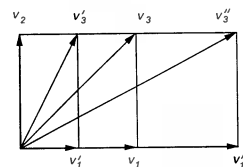


Рис. 7.5. Векторы скоростей при заносе задней оси переднеприводного автомобиля

суммарной скорости v_3' заднего моста будет меньше отличаться от заданного, что приведет к уменьшению заноса заднего моста на этом автомобиле.

Что касается поворота управляемых колес в сторону заднего моста, то он одинаково эффективен для автомобилей обоих типов.

Таким образом, при заносе заднего моста переднеприводного автомобиля водитель должен повернуть руль в сторону заноса и увеличить скорость движения автомобиля (если это позволяет дорожная обстановка).

При заносе переднего моста (рис. 7.6, а) поперечная составляющая P_y центробежной силы P_u направлена в сторону, противоположную скольжению. Следовательно, занос переднего моста гасится автоматически и не представляет опасности для устойчивости прямолинейного движения, но он опасен на повороте, когда поперечное скольжение препятствует движению автомобиля по заданной траектории.

На рис. 7.6, б видно, что в соответствии с положением управляемых колес, автомобиль должен двигаться в направлении скорости v_1 , но из-за заноса передней оси со скоростью v_2 он движется в направлении скорости v_3 , т. е. не вписывается в траекторию поворота.

Занос переднего моста более вероятен у переднеприводного автомобиля, передние колеса которого загружены силой тяги. Если занос произошел, то следует отпустить педаль подачи топлива, не изменяя положения рулевого колеса. После уменьшения силы тяги сцепление колес с дорогой восстановится, и автомобиль будет двигаться в направлении, определяемом положением управляемых колес.

Расчеты показывают, что автомобили с приводом на передние колеса имеют большую устойчивость против бокового заноса, а сле-

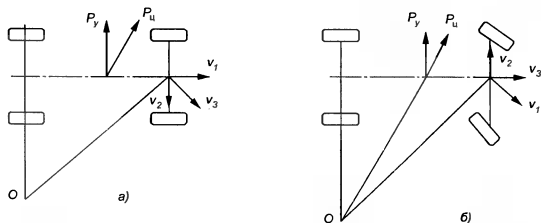


Рис. 7.6. Занос переднего моста автомобиля: а — при прямолинейном движении; б — при повороте

довательно, более высокие эксплуатационные скорости движения, чем аналогичные автомобили с задними ведущими колесами. Испытания на обледенелой горизонтальной дороге подтверждают, что критические скорости по заносу для автомобиля с приводом на передние колеса на 15—20% превышают критические скорости для автомобиля с приводом на задние колеса.

7.1.6. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на поперечную устойчивость автомобиля

К основным эксплуатационным факторам, влияющим на поперечную устойчивость автомобиля, относятся ширина колеи, жесткость подвески и размещение его центра тяжести.

При определении показателей устойчивости было принято, что автомобиль является жестким телом. В действительности же он представляет собой систему масс, связанных между собой шарнирами и упругими элементами. Под действием поперечной силы шины и упругие элементы подвески с одной стороны автомобиля разгружаются, а с другой нагружаются. В результате кузов автомобиля наклоняется и поворачивается в поперечном направлении (рис. 7.7).

При крене кузова плечо h_u , на котором действует опрокидывающая сила P_y остается практически постоянным, а плечо, на котором действует сила тяжести G заметно уменьшается (на величину S), при этом вероятность опрокидывания возрастает. Если определить скорость v_c и угол β_0 с учетом крена кузова, то их значения окажутся на 10—15% меньше, чем при расчете по формулам (7.10) и (7.11). Для уменьшения крена устанавливаются стабилизаторы поперечной устойчивости.

Одним из важных эксплуатационных факторов, влияющих на поперечную устойчивость автомобиля, является состояние тормозной системы. Так неравномерное распределение сил между колесами может вызвать потерю устойчивости автомобиля. Если автомобиль тормозит, а одно заднее колесо например левое не затормозено и катится свободно (рис. 7.8, а), то автомобиль отклонится вправо от прямолинейного движения. Расстояние S при этом

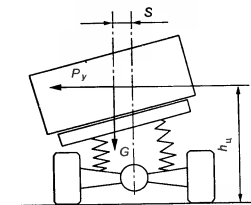


Рис. 7.7. Влияние жесткости подвески на поперечную устойчивость автомобиля

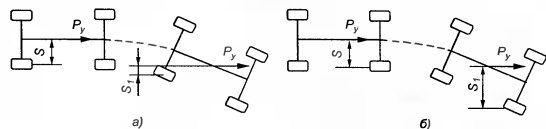


Рис. 7.8. Влияние на устойчивость автомобиля неравномерного распределения тормозных сил

уменьшится, следовательно, уменьшится также и поворачивающий момент, создаваемый силой инерции P_f .

При неисправности одного из передних тормозных механизмов (рис. 7.8, б) плечо S_1 во время торможения увеличивается, что способствует дальнейшему отклонению автомобиля в сторону. Поэтому неисправность передних тормозных механизмов опаснее, чем задних.

Правильное размещение груза с точки зрения положения его центра тяжести безусловно будет иметь влияние на поперечную устойчивость автомобиля, так как в этом случае изменится положение центра тяжести всего автомобиля.

Следует иметь в виду, что частичное наполнение цистерн наливного транспорта, несмотря на низкое размещение центра тяжести в статическом положении, при движении на повороте может привести к гидравлическому удару. При этом боковая сила P_f (рис. 7.9) увеличится в результате воздействия дополнительной силы P_r со стороны перевозимой жидкости, а высота центра тяжести $h_{ц}$ увеличится на величину d вследствие подъема жидкости вдоль боковой стенки цистерны.

Степень изнашивания протектора шин также влияет на поперечную устойчивость автомобиля по условиям заноса, так как сокращение глубины канавок дорожного рисунка протектора приво-

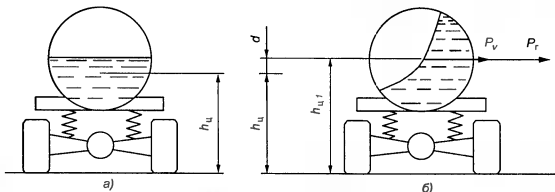


Рис. 7.9. Влияние заполнения цистерны на поперечную устойчивость автомобиля: а — при прямолинейном движении; б — при движении на повороте

дит к уменьшению коэффициента сцепления шин с дорогой, особенно на скользких участках.

7.2. Продольная устойчивость автомобиля

Как было отмечено выше, продольная устойчивость автомобиля рассматривается как определение максимального угла преодолеваемого подъема без буксования колес, вызывающего сползание автомобиля.

Для одиночного автомобиля с задними ведущими колесами, находящегося на грани сползания, уравнение моментов, действующих на автомобиль относительно точек O и O_1 (рис. 7.10) имеет вид

$$R_{z2}L - P_f r - G(h_{ц} - r) \sin \alpha - G l_1 \cos \alpha = 0. \quad (7.15)$$

Исходя из условий равновесия ($P_f = G \sin \alpha$) имеем

$$R_{z2} = (G l_1 \cos \alpha + h_{ц} G \sin \alpha) / L \quad (7.16)$$

Кроме того

$$P_\varphi = R_{z2} \varphi_x. \quad (7.17)$$

Уравнения (7.15)–(7.18) составлены без учета сил сопротивления воздуха, качению и инерции. Из этих уравнений получаем угол уклона α , при котором автомобиль будет находиться на грани сползания:

$$\alpha = \arctg l_1 \varphi_x / (L - \varphi_x h_{ц}). \quad (7.18)$$

Из уравнения (7.18) следует, что продольная устойчивость автомобиля с задней ведущей осью увеличивается, если центр тяжести расположен ближе к задней оси (увеличивается расстояние l_1), если уменьшить базу автомобиля L или увеличить высоту центра тяжести $h_{ц}$, а также при увеличении коэффициента φ_x сцепления шин с дорогой.

Для двухосного автомобиля со всеми ведущими колесами

$$P_\varphi = \varphi_x (R_{z1} + R_{z2}) = \varphi_x G \cos \alpha. \quad (7.19)$$

Сопоставление уравнений (7.15) и (7.19) дает величину критического угла подъема для полноприводного автомобиля:

$$\alpha = \arctg \varphi_x. \quad (7.20)$$

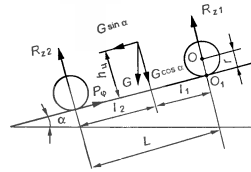


Рис. 7.10. Продольная устойчивость автомобиля

Таким образом, критический угол по продольному сползанию полноприводного автомобиля зависит только от коэффициента сцепления шин с дорогой.

Составив уравнение моментов для переднеприводного автомобиля, преодолевающего подъем, и произведя с ним аналогичные действия, что и для заднеприводного автомобиля, получим, что критический угол подъема

$$\alpha = \arctg(L\varphi_x / (L + \varphi_x h_{ц}), \quad (7.21)$$

т. е. для переднеприводного автомобиля критический угол подъема по условиям буксования будет увеличиваться с ростом L_2 (со смещением центра тяжести ближе к передней оси) и уменьшением высоты центра тяжести $h_{ц}$. Увеличение базы L так же как и для заднеприводного автомобиля приведет к уменьшению критического угла подъема.

Контрольные вопросы

1. Назовите показатели поперечной устойчивости автомобиля.
2. Какие силы действуют на автомобиль при повороте?
3. От каких факторов зависит критическая скорость, определяемая по условиям заноса и опрокидывания?
4. От каких факторов зависит максимальный угол кособога, определяемый по условиям заноса и опрокидывания?
5. Как следует гасить занос заднего моста у заднеприводного и переднеприводного автомобиля?
6. Занос какого моста более вероятен для заднеприводного или переднеприводного автомобилей?
7. Как влияет на поперечную устойчивость заполнение цистерны?
8. От чего зависит продольная устойчивость автомобиля?

Глава 8

УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Основная функция водителя — управление автомобилем. В системе «автомобиль—водитель—дорога» автомобиль является объектом управления, а водитель — оператором. Анализируя дорожную обстановку, водитель, воздействуя на органы управления автомобиля, изменяет характер его движения. Различные автомобили отличаются реакциями на управляющие воздействия. Так поворот рулевого колеса на один и тот же угол на разных машинах вызовет различное

изменение курсового угла. Усилия, необходимые для поворота рулевого колеса, для различных автомобилей неодинаковы.

Управляемость автомобиля — это его способность сохранять заданное направление движения в определенной дорожной обстановке или изменять его при воздействии водителя на рулевое управление.

Управляемость автомобиля оценивают следующими показателями:

- критическая скорость по управляемости;
- поворачиваемость автомобиля;
- соотношение углов поворота управляемых колес;
- стабилизация управляемых колес и их угловые колебания.

8.1. Критическая скорость по условиям управляемости

На рис. 7.1 приведена схема сил, действующих на автомобиль при его движении на повороте. Автомобиль будет двигаться по траектории, предусмотренной углами поворота управляемых колес до тех пор, пока не начнется их боковое скольжение под действием силы, т. е. до тех пор, пока сумма продольной и поперечной реакций дороги на колеса не достигнет предела по сцеплению.

В этом случае имеет место равенство

$$P_{\varphi} = \sqrt{(R_{x1}^2 + R_{y1}^2)}$$

или

$$R_{y1} = \sqrt{(P_{\varphi}^2 - R_{x1}^2)}. \quad (8.1)$$

Продольная реакция R_{x1} дороги для заднеприводного автомобиля равна силе сопротивления качению колес переднего моста:

$$R_{x1} = R_{z1}f.$$

Тогда сила сцепления

$$P_{\varphi} = R_{z1}\varphi.$$

где R_{z1} — вертикальная составляющая реакции дороги на колеса переднего моста.

Следовательно, поперечная составляющая реакции дороги на передние колеса

$$R_{y1} \approx G_1\varphi\sqrt{(\varphi^2 - f^2)}, \quad (8.2)$$

где G_1 — сила тяжести автомобиля, приходящаяся на передний мост.

В то же время боковая реакция дороги R_{y1} противодействует боковой силе P_y и центробежной силе $P_{ц1}$, в результате выполняется условие

$$R_{y1} = P_y + P_{ц1}, \quad (8.3)$$

где P_{y1} — поперечная составляющая силы P (P — толкающая сила со стороны ведущего моста); $P_{ц1}$ — центробежная сила передней части автомобиля.

Тогда

$$P_{y1} = G_1 f \operatorname{tg} \theta, \quad (8.4)$$

$$P_{ц1} = m_1 v_1^2 / \rho_n,$$

где ρ_n — радиус поворота середины переднего моста; v_1 — скорость движения середины переднего моста; m_1 — масса автомобиля, приходящаяся на передний мост.

Так как $v_1 = \rho_n / \rho_{p3}$, а $\rho_n = \rho_3 \cos \theta$, то

$$P_{ц1} = m_1 v_1^2 / (\rho_3 \cos \theta) = m_1 v_1^2 \operatorname{tg} \theta / (L \cos \theta). \quad (8.5)$$

Подставив в уравнение (8.3) выражения (8.2), (8.4) и (8.5) и решив его относительно скорости, получим

$$v_{\text{крит}} = \sqrt{[\sqrt{\varphi^2 - f^2} / (\operatorname{tg} \theta - f)] g L \cos \theta}. \quad (8.6)$$

Полученная скорость $v_{\text{крит}}$ называется *критической скоростью по управляемости*, так как это максимальная скорость, с которой автомобиль может двигаться на повороте без поперечного скольжения управляемых колес.

Если скорость автомобиля больше скорости $v_{\text{крит}}$, то управляемые колеса при повороте проскальзывают в поперечном направлении, и поворот колес не изменяет направления движения автомобиля. Чем больше θ , т. е. чем меньше радиус поворота, тем меньше должна быть скорость автомобиля.

Если $v_{\text{крит}} = 0$, то автомобиль вообще теряет управляемость, так как при любой отличной от нуля скорости движения происходит поперечное скольжение его управляемых колес.

Критическая скорость равна нулю, если

$$\sqrt{\varphi^2 - f^2} / (\operatorname{tg} \theta - f) = 0, \text{ т. е. } \varphi = f / \cos \theta.$$

На дорогах с твердым покрытием обычно $\varphi \gg f$, поэтому автомобиль сохраняет управляемость. При движении на дорогах с ровным обледенелым покрытием, а также по песку или по снегу

значения коэффициентов φ и f сближаются, что приводит к снижению критической скорости. Когда $\varphi \leq f / \cos \theta$ автомобиль становится неуправляемым при данном значении θ . Если θ уменьшить, то управляемость может быть восстановлена.

При полном скольжении передних колес, например, в результате торможения поперечная реакция дороги возникнуть не может, так как возможности сцепления колес с дорогой уже исчерпаны, и автомобиль теряет управляемость даже при самых малых углах поворота управляемых колес.

8.2. Увод колеса и поворачиваемость автомобиля

8.2.1. Увод колеса

При прохождении автомобилем поворота возникающая боковая сила P_y действует на весь автомобиль, в том числе и на колеса, которые находятся в контакте с дорогой. Так как колеса автомобиля снабжены эластичными шинами, то боковая сила P_y вызовет деформацию шин в зоне контакта колес с дорогой.

Допустим, что к оси равномерно и прямолинейно катящегося колеса приложена боковая сила, перпендикулярная его плоскости качения (рис. 8.1). Под действием этой силы в плоскости дороги возникает равная ей боковая реакция R_y . В результате совместного действия P_y и R_y происходит деформация упругой шины. Деформируется и беговая дорожка. Если бы не было деформации шины, то беговая дорожка оставляла бы на плоскости дороги прямолинейный след ab , являющийся линией пересечения плоскости качения колеса с плоскостью дороги. Однако в результате боковой деформации шины точки следа получают смещение, и линия следа av будет наклонена к линии ab под некоторым углом $\delta_{\text{ув}}$ увода.

Отклонение вектора скорости эластичного колеса от плоскости его вращения при действии любой по величине боковой силы, называется *боковым уводом* (или просто уводом), а угол между этим вектором и плоскостью вращения — *углом увода*.

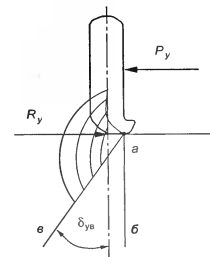


Рис. 8.1. Увод колеса

Боковая сила, вызывающая увод, может быть связана с углом увода соотношением

$$P_y = k_{yв} \delta_{yв}, \quad (8.7)$$

где $k_{yв}$ — коэффициент сопротивления уводу, показывающий какую по величине поперечную силу надо приложить к колесу, чтобы оно катилось с углом увода, равным 1 рад.

Для малых углов увода (до 6°) коэффициент $k_{yв}$ приближенно можно считать постоянным. Для легковых автомобилей $k_{yв}$ от 15 до 40 Н/рад, а для грузовых автомобилей и автобусов от 30 до 100 Н/рад.

Коэффициент $k_{yв}$ можно считать постоянным лишь приближенно. Увеличение вертикальной нагрузки и давления воздуха в шинах сопровождаются повышением сопротивления уводу. При возникновении увода происходит деформация шины в радиальном и поперечном направлениях, в результате чего возрастает внутреннее трение в шине. При больших же углах увода начинается скольжение протектора по дороге. Результатом этого является то, что сила, необходимая для качения колеса с уводом должна быть больше, чем для его качения без увода.

Увод колеса без скольжения по дороге возможен только до тех пор, пока боковая сила P_y , приложенная к колесу не превысит его сцепные возможности.

8.2.2. Поворачиваемость автомобиля

Свойство автомобиля изменять направление движения без поворота управляемых колес называется поворачиваемостью автомобиля. Поворачиваемость проявляется в результате бокового увода колес вследствие эластичности шин или поперечного крена кузова вследствие эластичности подвески. Поэтому различают поворачиваемость шинную и креновую.

Если в автомобиле с жесткими шинами центр поворота находится в точке O (рис. 8.2) пересечения продолжения осей передних и задних колес, то у автомобиля с эластичными шинами центр поворота будет находиться в точке O_1 пересечения перпендикуляров к векторам v_1 и v_2 скоростей соответственно переднего и заднего мостов. Тогда

$$L = \rho_3 \operatorname{tg}(\theta - \delta_2) + \rho_2 \operatorname{tg} \delta_2, \quad (8.8)$$

где δ_1 и δ_2 — углы увода соответственно переднего и заднего мостов; ρ_3 — радиус поворота автомобиля с эластичными шинами; L — база автомобиля.

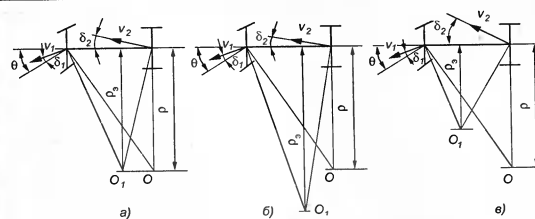


Рис. 8.2. Схема движения автомобилей с различной поворачиваемостью: a — нейтральная, b — недостаточная, c — избыточная

Так как углы θ , δ_1 и δ_2 обычно невелики, то

$$\rho = L / [\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2] \approx L / (-\delta_1 + \delta_2). \quad (8.9)$$

Для автомобиля с жесткими шинами $\delta_1 = \delta_2 = 0$, и для радиуса поворота справедлива формула

$$\rho = L / \theta,$$

где ρ — радиус поворота автомобиля с жесткими шинами.

Таким образом, траектория движения автомобиля с жесткими шинами зависит только от угла θ поворота управляемых колес. У автомобиля с эластичными шинами на нее влияют углы δ_1 и δ_2 . Кривизна траектории зависит от соотношения углов δ_1 и δ_2 . Это и называется *нейтральной поворачиваемостью*. При этом, согласно формуле (8.9) $\rho_3 = \rho$, однако траектория движения автомобиля с эластичными шинами не совпадает с траекторией движения автомобиля, имеющего нейтральную поворачиваемость, так как центры поворота в этих случаях занимают различные положения.

При действии поперечной силы на автомобиль с жесткими шинами он будет сохранять свое прежнее направление движения, пока обеспечивается его устойчивость по сцеплению колес с дорогой. Автомобиль же на эластичных шинах с нейтральной поворачиваемостью при действии боковой силы будет двигаться прямолинейно под углом $\delta_{yв}$ к прежнему направлению движения.

Если $\delta_1 > \delta_2$, то $\rho_3 > \rho$ (рис. 8.2, б), и для движения автомобиля с эластичными шинами по кривой радиусом ρ управляемые колеса нужно повернуть на больший угол, чем при жестких шинах. В этом случае имеет место *недостаточная поворачиваемость*.

Если угол $\delta_1 < \delta_2$, то $\rho_3 < \rho$ (рис. 8.2, в), и для движения автомобиля с эластичными шинами по кривой радиусом ρ управляемые

колеса нужно повернуть на угол, меньший чем при жестких шинах, т. е. наблюдается *излишняя поворачиваемость*.

Чтобы понять влияние различных видов поворачиваемости на устойчивость автомобиля, рассмотрим воздействие на автомобиль боковой силы P_y в случае, когда угол поворота управляемых колес $\theta = 0$.

В случае нейтральной поворачиваемости (рис. 8.3, а) автомобиль будет двигаться под углом $\delta_{\text{нб}} = \delta_1 = \delta_2$ к траектории своего прежнего движения.

В случае недостаточной поворачиваемости (рис. 8.3, б) в результате того, что углы уводов переднего и заднего мостов различны, будет действовать центробежная сила $P_{\text{ц}}$ из центра O_1 поворота автомобиля, причем она будет направлена в противоположную сторону возмущающей боковой силе P_y , что уменьшит ее и, как следствие, произойдет увод колес. Следовательно, автомобиль с недостаточной поворачиваемостью устойчиво сохраняет прямолинейное движение.

В случае излишней поворачиваемости (рис. 8.3, в) будет действовать центробежная сила из центра поворота O_1 , но в данном случае ее направление будет совпадать с направлением боковой силы P_y , что вызовет еще больший увод колес с изменением траектории движения. Поэтому автомобиль с излишней поворачиваемостью менее управляем и хуже сохраняет направление движения, чем автомобиль с недостаточной поворачиваемостью.

Креновая поворачиваемость автомобиля зависит от конструкции подвески. На рис. 8.4 показан задний мост с подвеской на лис-

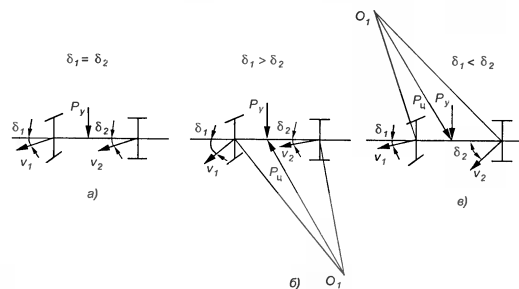


Рис. 8.3. Схемы движения автомобиля с различной поворачиваемостью при $\theta = 0$: а — нейтральной; б — недостаточной; в — излишней

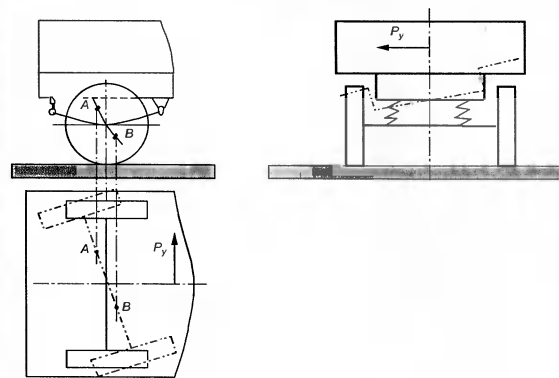


Рис. 8.4. Поворот заднего моста при крене кузова

товых полуэллиптических рессорах, который поворачивает направо. Передние концы рессор соединены с кузовом простым шарниром, а задние с помощью серьги. Под действием поперечной силы P_y кузов автомобиля наклоняется, вызывая сжатие левых рессор и распрямление правых. Левая рессора, сжимаясь, перемещает задний мост назад (в точку А), а правая распрямляясь, перемещает его вперед (в точку В). В результате задний мост поворачивается в горизонтальной плоскости.

Если вследствие крена углы поворота переднего и заднего мостов неодинаковы по величине или направлению, то автомобиль поворачивает, хотя передние колеса относительно балки моста не повернуты. Так, при действии одной и той же силы P_y один автомобиль (рис. 8.5, а) повернет вправо, а второй автомобиль (рис. 8.5, б) — влево.

Возникающая при повороте центробежная сила $P_{\text{ц}}$ у первого автомобиля направлена противоположно возмущающей силе P_y , а у второго автомобиля — в ту же сторону. Поэтому первый автомобиль лучше сохраняет направление движения под действием поперечных возмущающих сил. По аналогии с шинной поворачиваемостью можно сказать, что первый автомобиль имеет недостаточную поворачиваемость, а второй автомобиль — излишнюю креновую поворачиваемость.

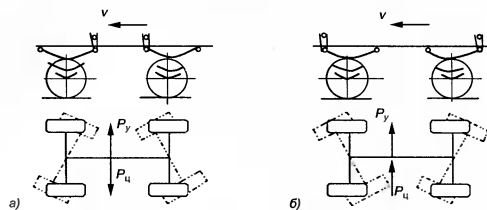


Рис. 8.5. Креновая поворачиваемость автомобиля:
а — недостаточная; б — излишняя

У автомобиля с излишней креновой поворачиваемостью при действии поперечной силы кривизна траектории непрерывно увеличивается. Это приводит к росту центробежной силы и дальнейшему уменьшению радиуса поворота. Однако максимальное значение угла поперечного крена обычно ограничено упорами, предусмотренными в конструкции подвески.

Креновая поворачиваемость связана с шинной поворачиваемостью, так как увод колеса возникает не только под действием моментов, но и при наклоне колеса к вертикали (развале). Если направление поперечной силы совпадает с направлением развала, то увод возрастает. Один градус развала вызывает увод в 10–20'. У автомобилей с независимой подвеской на поперечных рычагах крен кузова вызывает изменение развала. При двухрычажной подвеске колеса наклоняются в сторону крена кузова и направления поперечной силы, что увеличивает общий увод моста. При однорычажной подвеске колеса наклоняются в сторону, противоположную крену кузова и навстречу поперечной силе, при этом общий увод моста уменьшается.

Так как автомобиль, имеющий недостаточную поворачиваемость, обладает большей устойчивостью, то при его конструировании и эксплуатации стремятся обеспечить именно недостаточную поворачиваемость. Поэтому у легковых автомобилей наиболее распространена передняя подвеска на двух рычагах. Заднюю подвеску выполняют зависимой или же независимой на одном поперечном рычаге. Если сделать наоборот (впереди установить зависимую, а сзади независимую двухрычажную подвеску), то это приведет к резкому ухудшению управляемости автомобиля.

При эксплуатации для сохранения недостаточной поворачиваемости автомобиля при перевозке грузов их размещают так, чтобы их

центр тяжести находился ближе к передней оси автомобиля. Во всех случаях давление воздуха в шинах колес передней оси поддерживают ниже, чем в задних шинах, а в случае вынужденного использования шин разной конструкции следует более жесткие шины устанавливать на заднюю ось, а менее жесткие спереди.

Автомобиль с излишней поворачиваемостью может вообще потерять управляемость. Из формулы (8.9) получим

$$\theta = L/[\rho_3 + (\delta_1 - \delta_2)]. \quad (8.10)$$

При прямолинейном движении автомобиля $\delta_1 = \delta_2 = \theta = 0$, $\rho_3 = \infty$ и обе части равенства (8.9) равны нулю. Если на автомобиль коротковременно действует боковая сила (например, порыв ветра), то возникает боковой увод колес. Теперь в равенстве (8.9) $\delta_1 > 0$, $\delta_2 > 0$, $\delta_2 > \delta_1$, (автомобиль имеет излишнюю поворачиваемость), $\theta = 0$, следовательно,

$$\rho_3 = L/(\delta_2 - \delta_1) < \infty,$$

т. е. автомобиль начнет поворачивать по дуге радиусом ρ_3 , и возникнет центробежная сила $P_{ц}$, которая будет поддерживать колеса в состоянии увода и после прекращения действия исходной возмущающей силы (в данном случае порыв ветра).

Допустим, что сила $P_{ц}$ параллельна силам боковых реакций R_{y1} и R_{y2} дороги на колеса автомобиля. Такое допущение основывается на том, что после возникновения центробежной силы $P_{ц}$ радиус поворота ρ_3 достаточно велик. Тогда из уравнения равновесия автомобиля следует (рис. 8.6)

$$R_{y1} = P_{ц}l_2/L; \quad R_{y2} = P_{ц}l_1/L. \quad (8.11)$$

Центробежная сила $P_{ц}$ и боковые силы P_{y1} , P_{y2} действуют на колеса со стороны балок мостов, вызывая увод шин:

$$P_{y1} = m\dot{v}^2/\rho_3; \quad R_{y1} = -P_{y1}; \quad R_{y2} = -P_{y2}. \quad (8.12)$$

На основании отношения (8.7) и с учетом уравнений (8.11) и (8.12) получим

$$\delta_1 = P_{y1}/k_{y1} = m\dot{v}^2l_2/(\rho_3Lk_{y1}), \quad (8.13)$$

$$\delta_2 = P_{y2}/k_{y2} = m\dot{v}^2l_1/(\rho_3Lk_{y2}), \quad (8.14)$$

где k_{y1} и k_{y2} — коэффициенты сопротивления боковому уводу шин переднего и заднего мостов соответственно.

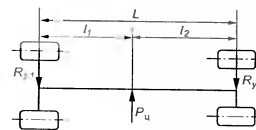


Рис. 8.6. Определение критической скорости автомобиля по условиям управляемости

Из полученных уравнений следует, что при повышении скорости движения углы увода возрастают, причем угол δ_2 растет быстрее угла δ_1 .

Это вызывает уменьшение правой части выражения (8.10), которая при определенной так называемой критической скорости $v_{\text{кр}}$ оказывается равной нулю. При этой скорости автомобиль может двигаться криволинейно, хотя его управляемые колеса находятся в нейтральном положении. Если скорость больше $v_{\text{кр}}$, то $(\delta_2 - \delta_1) > L/\rho_s$, и угол θ становится отрицательным. Это означает, что для поворота вправо передние колеса следует повернуть влево. Таким образом, автомобиль с излишней поворачиваемостью теряет управляемость, если его скорость больше критической.

Из выражений (8.10), (8.13) и (8.14) определяется критическая скорость автомобиля по условиям управляемости:

$$v_{\text{кр}} = L / \sqrt{(I_1 k_{y2} - I_2 k_{y1}) m}. \quad (8.15)$$

У автомобиля с недостаточной или нейтральной поворачиваемостью критическая скорость $v_{\text{кр}}$ отсутствует, так как при $\delta_2 < \delta_1$ подкоренное выражение отрицательно, а при $\delta_2 = \delta_1$ оно равно бесконечности.

8.3. Соотношение углов поворота управляемых колес

При повороте автомобиля его управляемые колеса должны катиться в плоскости своего вращения без бокового скольжения. Для обеспечения этого условия векторы скоростей центров всех колес должны быть перпендикулярны радиусам, проведенным из центра поворота (рис. 8.7).

У автомобиля, имеющего жесткие в поперечном направлении шины, векторы скоростей совпадают со средними плоскостями колес, и центр поворота O находится на продолжении оси заднего моста. Соотношение между углами поворота θ_n и θ_s соответственно наружного и внутреннего колес определяется из $\triangle OAB$ и $\triangle OCD$:

$$\text{ctg} \theta_n = OC/L; \quad \text{ctg} \theta_s = OA/L.$$

Вычитая из первого равенства второе, получим

$$\text{ctg} \theta_n - \text{ctg} \theta_s = (OC - OA)/L = L_{\text{шк}}/L, \quad (8.16)$$

где $L_{\text{шк}}$ — расстояние между центрами шкворней, равное приблизительно колес управляемых колес.

Из равенства (8.16) следует, что внутреннее колесо относительно центра поворота должно быть повернуто на больший угол, чем внешнее.

Чтобы обеспечить требуемое соотношение между углами поворота управляемых колес их соединяют рулевой трапецией. Однако точного выполнения равенства (8.16) рулевая трапеция не обеспечивает. Поэтому при проектировании трапеций считают достаточным, если при значениях θ_n от 5 до 8° расхождение между теоретическим и действительными значениями θ_s не превышает 12—15°, а при θ_n от 25 до 30° — не более 3°.

При углах поворота до 15° зависимость $\theta_n = f(\theta_s)$ близка к линейной, что позволяет вместо углов θ_n и θ_s использовать расчетный средний угол θ , равный их полусумме.

Так как на автомобилях устанавливаются эластичные шины, то векторы скоростей центров колес вследствие их увода не совпадают со средними плоскостями колес. Изменится также и соотношение углов поворота управляемых колес, которое будет зависеть от скорости движения (чем больше скорость, тем для обеспечения «чистого» качения должна быть меньше разность $\text{ctg} \theta_n - \text{ctg} \theta_s$), а так как учитывать этот фактор конструктивно сложно, то им пренебрегают. Следовательно, автомобиль на эластичных шинах при совершении поворота движется с боковым проскальзыванием управляемых колес, и величина этого проскальзывания будет зависеть от скорости движения.

8.4. Колебания управляемых колес

Управляемые колеса, передний мост, подвеска и рулевой привод представляют собой упругую операционную систему, которая при наличии возмущающих импульсов может придать в колебательное движение, сопровождаемое влиянием управляемых колес.

Так, передний мост вследствие упругой деформации рессор может перемещаться относительно продольной оси автомобиля (точка O на рис. 8.8, а) на угол ψ , а колеса вследствие упругой деформации привода управления — на угол ϕ относительно оси шкворня (точка δ на рис. 8.8, б).

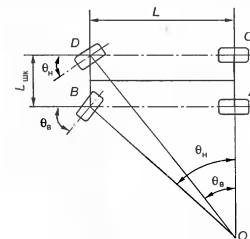
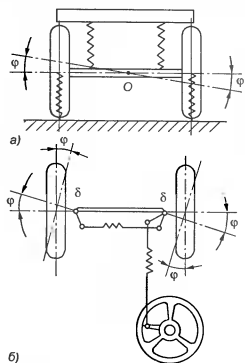


Рис. 8.7. Соотношение углов поворота управляемых колес



б)

Рис. 8.8. Колебательная система управляемых колес автомобиля

Источником незатухающих колебаний может являться, например, неуравновешенность (дисбаланс) колес. Например вентиль создает центробежную силу C (рис. 8.9, а). При диаметральном расположении вентиля (рис. 8.9, б) возникает знакопеременный возмущающий момент, который и будет источником автоколебаний.

При скорости движения автомобиля более 70 км/ч колеса могут создавать 6—8 колебаний в секунду со значительной амплитудой. Это может сопровождаться периодическим отрывом колес от дороги, вследствие чего возможна потеря управления автомобилем.

Способом борьбы с возникновением колебаний управляемых колес является устранение дисбаланса колес, а также применение независимых подвесок. Независимая подвеска не должна позволять управляемым колесам совершать угловые перемещения в плоскости дороги. На рис. 8.10 показаны схемы независимых подвесок автомобиля. Подвески а, б и в позволяют колесам перемещаться только поступательно.

Подвески г и д позволяют колесам совершать угловые перемещения в вертикальной плоскости, т. е. могут являться причиной возникновения колебаний колес. При этом подвеска д лучше подвески г, так как ее амплитуда колебаний будет меньше, чем подвески г.

Наезд одним из колес переднего моста на неровность дороги вызовет поворот управляемых колес относительно шкворней, который в свою очередь будет стремиться увеличить наклон колес. Таким образом, перекос переднего моста в результате наезда на неровность вызовет угловые колебания колес, которые в свою очередь усилят перекос моста. Колебания продолжаются и после того, как колесо съехало с неровности. Такие колебания называются собственными. Они зависят только от характеристик упругих элементов, моментов инерции и масс отдельных деталей.

Но бывают и вынужденные колебания колес автомобиля, если в системе управляемых колес имеется какой-нибудь постоянный источник возмущающих сил. Такая система будет иметь незатухающие колебания.

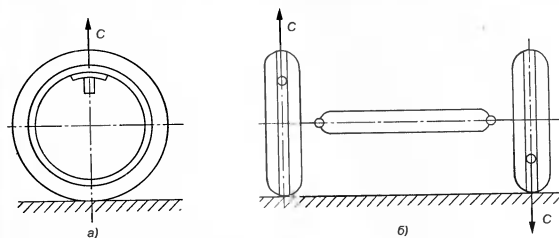


Рис. 8.9. Источники колебаний управляемых колес

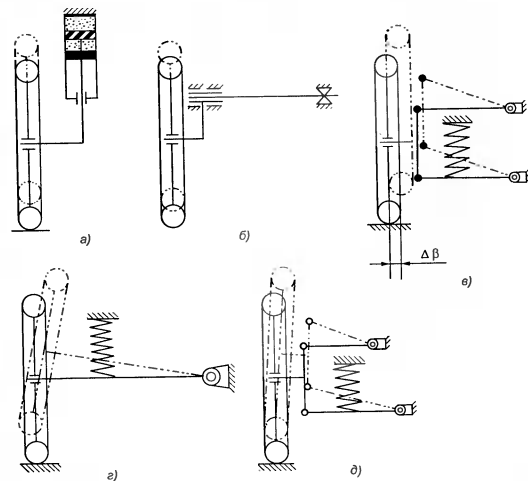


Рис. 8.10. Схемы подвесок: а — безрычажная; б — однорычажная; в — двухрычажная; г — однорычажная с угловым перемещением; д — двухрычажная с угловым перемещением

8.5. Стабилизация управляемых колес

Устойчивость движения автомобиля во многом зависит от того, насколько стабильно держат управляемые колеса заданный курс движения автомобиля.

Если на управляемые колеса будет воздействовать какой-нибудь мгновенный боковой импульс (наезд колеса на местную микронеровность), то под действием этого импульса колеса повернутся на небольшой угол. После исчезновения импульса положение колес должно автоматически восстановиться. Таким образом, стабилизирующей управляемых колес называется их свойство сохранять нейтральное положение, заданное им при прямолинейном движении и автоматически возвращаться в него.

Стабилизация управляемых колес достигается упругостью резины шин (упругая стабилизация) или путем наклонов шкворней рулевой трапеции.

8.5.1. Упругая стабилизация

Во время увода колеса к передней части контакта с дорогой приближаются элементы шины, менее деформированные в поперечном направлении.

Из контакта с дорогой элементы шины выходят в более деформированном состоянии. Поэтому элементарные составляющие поперечной реакции R_y в передней части контакта меньше, чем в задней, и эпюра элементарных поперечных реакций имеет форму, близкую к треугольнику (рис. 8.11).

Боковая реакция R_y , являющаяся равнодействующей элементарных боковых реакций, прикладывается на расстоянии e от центра контактной площадки и создает упругий стабилизирующий момент шины:

$$M_{\text{шн}} = R_y e = k_{\text{уп}} \delta_{\text{уп}} e.$$

Рис. 8.11. Упругий стабилизирующий момент

8.5.2. Стабилизация наклоном шкворней

Стабилизирующий момент $M_{\text{шн}}$ не всегда в результате упругости шин и не при всех условиях движения оказывается достаточным для обеспечения оптимальной стабилизации колес. Он значительно

снижается на скользкой дороге и при действии на колесо продольных сил.

Дополнительно стабилизирующие моменты получают в результате наклонного расположения осей шкворней. Ось шкворня условно называют осью, относительно которой поворачивается поворотная цапфа колеса.

У большинства современных автомобилей каждый шкворень наклонен как в продольной, так и в поперечной плоскостях.

Если ось шкворня nn (рис. 8.12, а) наклонить в вертикальной плоскости (поперек плоскости качения колеса) на угол β , то при повороте колеса под действием случайного возмущающего импульса оно должно опуститься ниже плоскости дороги (на рисунке штрихпунктирной линией показан условный поворот колеса вокруг шкворня на 180°), но в действительности оно приподнимется.

При этом сила тяжести автомобиля, приходящаяся на переднюю ось на плечо a образует стабилизирующий момент, называемый весовым. Плечо a или плечо обкатки — расстояние между точкой пересечения с дорогой центра беговой дорожки колеса и точкой пересечения с дорогой продолжения оси шкворня.

Для облегчения управления автомобилем, а также для разгрузки деталей рулевого управления плечо обкатки стремятся выполнить как можно меньше.

У некоторых легковых автомобилей (чаще всего переднеприводных) плечо обкатки делают отрицательным (рис. 8.12, б). При малых углах поворота стабилизирующее действие от поперечного наклона шкворня невелико, поэтому при движении автомобиля с высокими скоростями весовой стабилизирующий момент не работает. Поэтому чтобы добиться стабилизации управляемых колес в этих

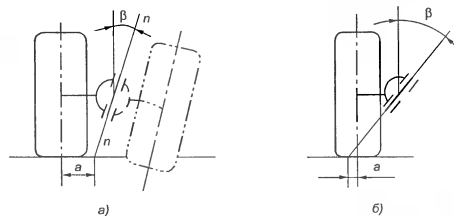


Рис. 8.12. Стабилизация передних колес поперечным наклоном шкворней: а — с положительным плечом обкатки; б — с отрицательным плечом обкатки

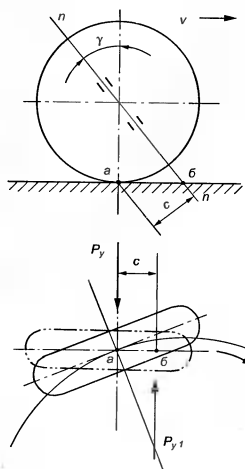


Рис. 8.13. Стабилизация управляемых колес продольным наклоном шкворня

условиях шкворни наклоняют и в продольной плоскости колеса на угол γ (рис. 8.13).

Если возмущающий импульс вызовет увод колес автомобиля и он начнет поворачиваться, то на автомобиль начнет действовать поперечная составляющая P_y центробежной силы, которая вызовет боковую реакцию дороги R_b в точке контакта колеса с дорогой. Сила же P_y на шкворне, возникшая вследствие действия центробежной силы, будет приложена перпендикулярно к плоскости качения колеса и совместно с реакцией R_b создаст пару сил с плечом c , которая будет стремиться вернуть колесо в нейтральное положение.

Так как на величину стабилизирующего момента оказывает влияние центробежная сила, которая зависит от скорости движения, то этот стабилизирующий момент будет зависеть от скорости движения. Он называется скоростным.

8.5.3. Развал и схождение управляемых колес

На управляемость автомобиля также оказывают влияние наклоны управляемых колес: развал колес и их схождение.

Шарнирное соединение управляемых колес с балкой моста или кузовом автомобиля подразумевает наличие зазоров в местах этих соединений. В результате при нагрузке автомобиля или по мере износа шкворневых соединений (шаровых опор и т. д.) плоскость качения колеса при движении автомобиля может оказаться наклоненной к плоскости дороги внутрь колеи. В этом случае колеса будут стремиться катиться по сходящимся траекториям, и будет иметь место качение колес с некоторым боковым скольжением, что вызовет повышенный износ шин и перерасход топлива. Чтобы привести управляемые колеса к «чистому» качению их устанавливают с предварительным развалом, т. е. так чтобы их плоскости качения были отклонены в сторону

от колеи на угол от $0^\circ 30'$ до 2.5° . Тогда при движении автомобиля плоскости качения колес будут почти перпендикулярны плоскости дороги, и боковое скольжение колес уменьшится до минимума. Кроме того установка колес с развалом уменьшает плечо обката (размер b на рис. 8.14, а), что облегчает поворот колес.

Однако предварительный развал вызывает стремление колес катиться по расходящимся траекториям, что также приводит к изнашиванию шин. Этот недостаток компенсируется установкой колес со сходимением, т. е. установкой их под некоторым углом к продольной оси автомобиля так, чтобы плоскости их качения пересекались впереди автомобиля. Схождение колес определяется разностью расстояний A и B (рис. 8.14, б) спереди и сзади моста на уровне его оси.

Развал и схождение взаимно компенсируют друг друга. Однако встречаются автомобили и с завалом колес. Величину развала или завала колес определяют экспериментально. Чаще всего колеса имеют развал и схождение. Главное, чтобы колесо работало без бокового скольжения, т. е. имело «чистое» (или близкое к этому) качение. В табл. 8.1 приведены значения параметров установки управляемых колес некоторых отечественных автомобилей.

Таблица 8.1. Значения параметров установки управляемых колес различных автомобилей

Автомобиль, марка	Углы наклона шкворня, °		Угол развала α , °	Схождение, мм
	Поперечный β	Продольный γ		
ВАЗ-2121	11,5	$4,5 \pm 0,5$	$0,5 \pm 0,4$	2–4
ВАЗ-2108	—	$1,5 \pm 0,5$	$0 \pm 0,5$	0 ± 1
КамАЗ	8	3	1	1–3
ГАЗ-53	$8 \pm 0,5$	$2,5 \pm 0,5$	$1 \pm 0,25$	0–3

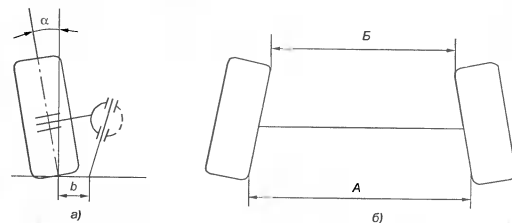


Рис. 8.14. Развал (а) и схождение (б) (вид сверху) колес

Контрольные вопросы 1

1. Какими показателями оценивается управляемость автомобиля?
2. От чего зависит критическая скорость автомобиля по условиям управляемости?
3. Что такое увод колеса и от чего он зависит?
4. Что такое поворачиваемость автомобиля?
5. Чем отличается излишняя поворачиваемость автомобиля от недостаточной?
6. Почему автомобиль с излишней поворачиваемостью менее управляем, чем автомобиль с недостаточной поворачиваемостью?
7. Как влияют колебания колес на управляемость автомобиля?
8. Что называется стабилизацией управляемых колес? Назовите способы стабилизации.

Глава 9 ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Проходимость является одним из основных эксплуатационно-технических качеств автомобиля, определяющих его эффективное использование в тяжелых дорожных условиях. Этим качеством обладают автомобили всех типов, но в зависимости от их назначения в различной степени, поэтому они делятся на автомобили обычной, повышенной и высокой проходимости.

Автомобили обычной проходимости предназначены для движения по шоссе и грунтовым дорогам. К ним относятся автомобили общетранспортного назначения с колесной формулой 4×2 обычными торoidalными шинами и неблокирующимся дифференциалом.

К автомобилям повышенной проходимости относятся автомобили с колесной формулой 4×4, 6×4, 6×6 и т. д. с широкопрофильными шинами, шинами регулируемого давления воздуха и частично или полностью блокируемыми дифференциалами. Эти автомобили предназначены для работы на дорогах и по пересеченной местности.

Автомобили высокой проходимости — полноприводные автомобили с шинами сверхнизкого давления, арочными шинами или пневмокатками. Они могут иметь специальную компоновку, дополнительные устройства, повышающие проходимость.

На показатели проходимости, по которым сравниваются различные автомобили, влияют различные факторы. Их можно разбить на следующие группы:

- геометрические;
- тягово-динамические и опорно-сцепные;
- конструктивные.

Деление это условное, так как факторы взаимосвязаны.

9.1. Геометрические факторы проходимости

Геометрические факторы проходимости определяют способность автомобиля не задевать за препятствия, ограничивающие пространство для его движения. Они определяются конструкцией и компоновкой автомобиля.

Дорожный просвет — это расстояние c (рис. 9.1) от опорной поверхности (полотна дороги) до нижней точки автомобиля. Нижней точкой автомобиля обычно являются картер ведущего моста, картер маховика двигателя и т. п. Дорожный просвет определяет проходимость автомобиля по мягким грунтам и по местности с выступающими неровностями (камнями, пнями, земляными валами и т. п.).

Продольный радиус проходимости R_1 определяется как радиус окружности, касающийся передних и задних колес и наиболее низкой точки в средней части автомобиля. Определяет радиус условной цилиндрической поверхности, через которую автомобиль может переехать, не задевая ее нижней точкой, расположенной в средней ча-

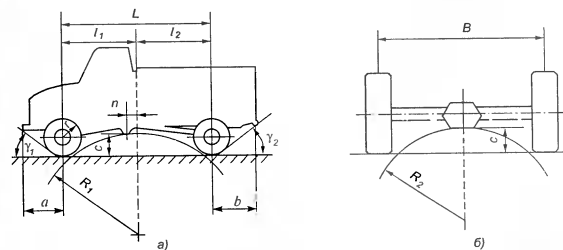


Рис. 9.1. Геометрические факторы, влияющие на проходимость автомобиля:
а — продольную; б — поперечную

сти автомобиля. Чем меньше R_1 , тем более крутые неровности автомобиль может преодолеть.

Поперечный радиус проходимости R_2 определяет проходимость через неровности, ширина которых соизмерима с колеями автомобиля. Чем меньше R_2 , тем выше проходимость через препятствия такого типа.

Углы переднего γ_1 и заднего γ_2 свеса, а также передний a и задний b свесы определяют проходимость автомобиля по неровным дорогам, при въезде на препятствие или съезде с него. Для определения углов γ_1 и γ_2 проводят касательные к внешним окружностям шин передних и задних колес и к наиболее удаленным передней и задней частям автомобиля. Чем больше углы γ_1 и γ_2 , тем более крутое препятствие сможет преодолеть автомобиль.

Передний (задний) свес определяется расстоянием от крайней точки контура передней (задней) выступающей части автомобиля по длине до плоскости, перпендикулярной опорной поверхности и проходящей через центры передних (задних) колес автомобиля.

База автомобиля L оказывает существенное влияние на возможность преодоления пороговых препятствий, а для многоосных автомобилей — преодоление рвов. Чем больше база автомобиля, тем больше высота преодоленного порога, больше ширина преодоленного рва. Для многоопорных автомобилей преодоление рва определяется также расстоянием между соседними осями.

Радиус колеса r определяет проходимость автомобиля через пороговые препятствия и рвы, а также влияет на сопротивление движения по деформируемым грунтам. Чем больше радиус колеса, тем выше проходимость автомобиля.

Маневренность автомобиля характеризуется минимальным радиусом поворота переднего наружного колеса r_n (рис. 9.2); шириной полосы движения H (габаритного коридора), которую автомобиль занимает при повороте; максимальным выходом отдельных частей

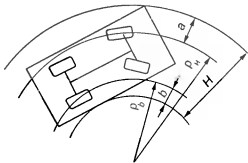


Рис. 9.2. Маневренность автомобиля

автомобиля за пределы траектории движения переднего и заднего колес (расстояние a и b).

9.2. Тяговые и опорно-сцепные показатели проходимости

Масса автомобиля. Чем меньше масса автомобиля тем выше его проходимость по мягким грунтам, особенно по грунтам, имеющим коркообразный покров (снег с обледенелой коркой и т. п.) Масса автомобиля определяет возможность движения по мостам и другим искусственным сооружениям на дорогах, а также преодоления ледяных переправ.

Кроме того, масса автомобиля оказывает влияние на такие факторы, как удельное давление, удельную мощность, нагрузку на ось и т. п.

Удельная мощность автомобиля — это отношение номинальной мощности двигателя к полной массе автомобиля. Удельная мощность влияет на среднюю скорость движения автомобиля, на его способность быстро разогнаться и преодолевать препятствия склоу (короткий, но крутой подъем, заболоченный участок, глубокий брод неширокого подоёма). Для современных автомобилей удельная мощность от 9 до 15 кВт/т.

Удельное давление колес на дорогу в значительной степени определяет проходимость автомобиля по легко деформируемым грунтам. Удельное давление определяется отношением силы тяжести автомобиля, приходящегося на колесо к площади контакта колеса с дорогой.

Динамический фактор определяет сопротивление, которое автомобиль может преодолеть на данной передаче. Чем больше динамический фактор автомобиля, тем выше его проходимость. Для автомобилей повышенной проходимости динамический фактор от 0.67 до 0,8.

Коэффициент сцепной массы k_ϕ — это отношение сцепной массы автомобиля к его полной массе. Чем больше k_ϕ , тем выше сила тяги по сцеплению. Для полноприводных автомобилей $k_\phi = 1$, для автомобилей с колесной формулой 4×2 $k_\phi \approx 0,6$.

9.3. Конструктивные факторы проходимости автомобиля

Тип силовой передачи. Установка на автомобилях гидромеханических коробок передач, электромеханических силовых передач, применение раздаточных коробок передач с понижающими передачами

способствуют повышению проходимости на мягких грунтах за счет снижения максимальной скорости движения до 1,5 км/ч и обеспечения плавного изменения скорости. От этого во многом зависит успешное трогание автомобиля с места в данных условиях.

Колесная формула. Ведомые колеса значительно хуже преодолевают вертикальные препятствия, чем ведущие. На рис. 9.3 показана схема сил, действующих на ведомое колесо автомобиля при преодолении им вертикального препятствия высотой h .

На колесо через раму действует толкающая сила P_x и реакция со стороны препятствия R .

Из условий равновесия колеса имеем

$$R_z = P_z, \quad R_x = P_x,$$

Силы действующие на колесо, связаны между собой равенствами

$$R_z = R_x \operatorname{tg} \alpha_1 = P_x \operatorname{tg} \alpha_1, \quad P_x = P_z / \operatorname{tg} \alpha_1.$$

Из $\triangle ABC$ получим

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = OC/AC = (r-h)\sqrt{2rh-h^2}/(r-h),$$

следовательно,

$$P_x = P_z / \operatorname{tg} \alpha_1 = P_z \sqrt{2rh-h^2} / (r-h).$$

Отсюда следует, что при $h=r$ сила P_x становится бесконечно большой, т. е. при наезде ведомых колес на препятствия высотой

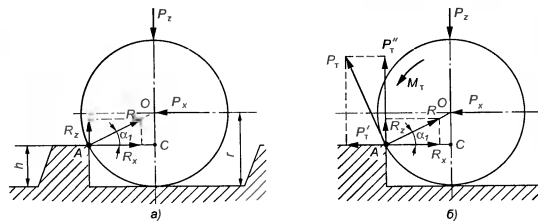


Рис. 9.3. Силы, действующие на колесо при преодолении препятствия: а — на ведомое колесо; б — на ведущее колесо

$h=r$ автомобиль не сможет его преодолеть даже при большой силе тяги на ведущих колесах.

На ведущее колесо кроме сил P_x и P_z действует также тяговый момент M_z , вследствие чего появляется сила тяги P'_x (рис. 9.3, б). Сила P'_x раскладывается на вертикальную P''_x и горизонтальную P'_z составляющие. В результате действия сил P_x и P_z возникают реакции R_x и R_z .

Спроектировав все силы на оси абсцисс и ординат, получим

$$P_x = R_x - R'_z; \quad P_z = R_z + P''_z.$$

Возникновение дополнительной силы P''_z позволяет ведущему колесу преодолевать препятствия высотой, равной радиусу колеса, а сила P'_z уменьшает составляющую силы сопротивления движению R_x .

Подвеска автомобиля не должна допускать отрыва колес от дороги при движении по ровной местности. Это условие может быть ограничено максимально допустимым перекосом мостов автомобиля.

Независимая и балансирная подвеска обеспечивает большую перекосом мостов, что способствует повышению проходимости.

Дифференциал. При буксовании одного из ведущих колес моста (например левого) дифференциал распределяет крутящий момент следующим образом:

$$M_d = 0,5(M + M_{тр}), \quad M_n = 0,5(M - M_{тр}),$$

где M_d и M_n — крутящие моменты на левом и правом колесах соответственно; M — крутящий момент на корпусе дифференциала; $M_{тр}$ — момент от силы трения в дифференциале, возникающий из-за относительного движения его деталей.

С точки зрения проходимости трение в дифференциале является полезным, так как оно позволяет передавать больший крутящий момент на небуксующее колесо. Суммарная сила тяги на двух ведущих колесах соединенных дифференциалом при этом будет

$$P_T = 2P_{\Phi \min} + M_{тр}/r,$$

где $P_{\Phi \min}$ — сила тяги на колесе с минимальным сцеплением.

Дифференциал с малым внутренним трением распределяет крутящий момент почти поровну, и реализация момента ограничивается буксованием колеса, имеющего худшее сцепление. Поэтому общая сила тяги на ведущих колесах определяется колесом, которое имеет меньшее сцепление с дорогой и может оказаться недостаточной для преодоления автомобилем сопротивления движе-

нию. Трение в обычном коническом симметричном дифференциале невелико. В таких дифференциалах суммарная сила тяги за счет трения увеличивается всего на 4–6 %. Поэтому на автомобилях повышенной проходимости такие дифференциалы иногда имеют блокировку.

В червячном и кулачковом дифференциалах трение значительно больше, и сила тяги возрастает на 10–15 %.

Преимуществом дифференциалов повышенной трения является то, что они автоматически блокируются при буксовании колес без вмешательства водителя, что позволяет преодолевать трудный участок без остановки автомобиля в момент блокировки дифференциала.

Системы регулирования давления воздуха в шинах позволяют выбрать оптимальное давление воздуха в машинах для данных условий эксплуатации. Эффективность использования этих систем зависит от скорости изменения давления в шинах.

Колес передних и задних колес. В случае несовпадения при движении по мягким грунтам колес передних колес с колес задних сопротивление движению возрастает. Несовпадение колес может быть как у автомобилей со всеми одинарными колесами, так и у автомобилей с передними одинарными и задними двоярными колесами. Разность передней и задней колеи одинарных колес не должна превышать 25–32 % ширины профиля шины. В противном случае проходимость автомобиля существенно снижается.

Тип и конструкции шин. Сопротивление качению и сцепление колес с грунтом зависит от площади контакта шины с опорной поверхностью дороги, удельного давления в зоне контакта, радиальной и тангенциальной деформации шины, сцепных качеств протектора и т. д. Все эти параметры, в конечном счете, определяются такими конструктивными характеристиками шин, как размеры и формы поперечного сечения шины, конфигурации и размеры рисунка протектора, давления воздуха в шине и возможность его регулирования, материал и число слоев корда, качество резины.

9.4. Способы увеличения проходимости автомобиля

В некоторых случаях для повышения проходимости автомобиля в него устанавливают лебедку. Лебедка служит для самовытаскивания застрявшего автомобиля или преодоления тяжелопроходимых участков пути. Устанавливается лебедка на раме спереди (автомобиль

ЗИЛ-131), средней части (автомобиль КраЗ-260) или сзади (автомобиль КамАЗ-4310). Трос лебедки наматывается на барабан, который приводится во вращение червячным редуктором. Барабан снабжен тормозным механизмом, который предохраняет трос от самопроизвольного разматывания под нагрузкой, а привод редуктора ограничен штатным штифтом, который срезается при превышении нагрузки выше допустимого. Длина троса от 80 до 110 м.

Для самовытаскивания конец троса закрепляется на неподвижном предмете способном выдержать силу тяги, развиваемую лебедкой. Если подходящих предметов нет, тогда применяют якорные устройства, например стальной пруток диаметром 10–16 мм и длиной до 1 м, изготовленного в виде штопора, который ввинчивают в грунт. Однако с помощью такого якоря можно вытянуть машину лишь небольшой грузоподъемности.

При отсутствии штатной лебедки можно воспользоваться способом имитирующим ее. Для этого на полусях ведущих колес с помощью шпилек и гаек устанавливаются фланцы, на которые надевается лебедка с тросом. Тросы разматываются и их концы прикрепляются к опорам на местности. Суммарная сила тяги на тросах самовытаскивателя больше силы тяги на ведущих колесах автомобиля во столько раз, во сколько радиус колеса больше радиуса барабана и соответственно 70–80 % силы тяжести автомобиля.

При движении на укатанных снежных, обледенелых, а также размокших грунтовых дорогах с твердым основанием в качестве временного средства повышения проходимости применяют цепи противоскольжения, которые наматываются на ободья и шины и запираются замками. Цепи способны увеличить силу тяги на 20–45 %.

При движении по рыхлому снегу, песку или болотистому участку для снижения удельного давления, понижают давление в шинах на время преодоления данного участка. При этом, если автомобиль не снабжен шинами с регулируемым давлением воздуха, не следует резко увеличивать мощность на ведущих колесах, так как это может привести к проворачиванию обода колеса относительно покрышки.

Контрольные вопросы

1. Назовите геометрические факторы проходимости автомобиля.
2. Назовите конструктивные факторы проходимости автомобиля.
3. Как можно увеличить проходимость автомобиля?

Глава 10

ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

10.1. Влияние вибрации на человека

Под плавностью хода понимают совокупность свойств, обеспечивающих ограничение в пределах установленных норм вибронгруженности водителя, пассажиров, грузов и автомобиля.

Нормы вибронгруженности устанавливаются так, чтобы на дорогах, для которых предназначен данный автомобиль, вибрации не вызывали у водителя и пассажиров неприятных ощущений и быстрой утомляемости, а вибрация грузов и автомобиля — их повреждений.

Выступы и впадины, имеющие длины волн от 100 м до 10 см называют микропрофилем дороги. Он является основным источником сил, вызывающих колебания автомобиля на подвеске. Мелкие неровности дорожной поверхности с длиной волн менее 10 см, называют шероховатостью. Они могут стать причиной высокочастотной вибрации и связанного с ней шума внутри кузова автомобиля, а также создания внешнего шума высокого уровня при движении автотранспортного средства.

Основными устройствами, защищающими автомобиль, водителя, пассажиров и груза от большой вибронгруженности со стороны дороги является подвеска и шина, а для пассажиров и водителя также упругие сидения.

На человека негативно влияет амплитуда, частота и ускорение колебательного движения. Колебания кузова автомобиля складываются из вынужденных колебаний, имеющих случайные меняющиеся частоты, и свободных колебаний, имеющих постоянную частоту (собственная частота колебаний кузова). Свободные колебания преобладают над вынужденными, поэтому снижение интенсивности колебаний с собственной частотой приводит к улучшению плавности хода автомобиля на любой дороге.

10.2. Показатели плавности хода

Колебания кузова автомобиля характеризуются следующими показателями:

- период колебаний t — время, в течение которого кузов совершает полное колебательное движение;
- угловая частота Ω — величина, численно равная произведению частоты колебаний на 2π ; $\Omega = 2\pi\nu = 2\pi/t$.

Угловая частота соответствует фазе колебаний без начальной фазы в момент времени $t = 1$ с.

Частота колебаний n — число колебаний в минуту:

$$n = 60/t = 60\Omega/2\pi = 30/\pi\sqrt{cm},$$

где m — масса тела; c — жесткость упругого элемента подвески.

Деформация f_0 упругого элемента подвески при ее статическом положении зависит от его жесткости и силы тяжести поддрессоренной массы автомобиля:

$$f_0 = G_r/c,$$

где G_r — сила тяжести поддрессоренной массы автомобиля.

Тогда

$$n = (30/\pi)\sqrt{(G_r/f_0)(g/G_r)} = (30/\pi)\sqrt{g/f_0}.$$

Таким образом, чем больше статистический прогиб подвески, тем меньше частота собственных колебаний. Используя мягкие подвески, уменьшают частоту собственных колебаний кузова, повышая комфортность автомобиля.

10.3. Плавность хода автомобиля

Кузов (рама) автомобиля при движении совершает сложное колебательное движение (рис. 10.1). При этом он может перемещаться поступательно (параллельно самому себе) вдоль трех взаимно перпендикулярных осей x , y , z и одновременно иметь угловые перемещения относительно каждой из этих осей.

При этом кузов может совершать шесть различных колебаний, соответствующих шести степеням свободы:

- поступательные вертикальные (перемещения относительно вертикальной оси z) (*подпрыгивание*);
- поступательные продольные (перемещения относительно продольной оси x) (*подергивание*);

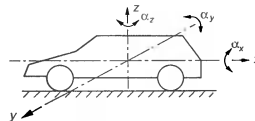


Рис. 10.1. Схема колебаний автомобиля

- поступательно поперечные (перемещения относительно поперечной оси y) (*шатание*);
- угловые продольные (относительно поперечной оси y) (*галопирование*);
- угловые поперечные (относительно продольной оси x) (*покачивание*);
- угловые боковые (относительно вертикальной оси z) (*рыскание*).

За начало координат принимают центр тяжести.

Главное влияние на плавность хода и на самочувствие человека в автомобиле оказывают два вида колебаний: поступательное вертикальное (подпрыгивание) и угловые продольные (галопирование).

Другими колебаниями можно пренебречь. Это значительно упрощит исследование данного явления и позволит свести задачу к плоскостной, т. е. рассматривать колебания плоской фигуры, имеющей форму боковой проекции корпуса автомобиля в одной вертикальной плоскости, совпадающей со средней плоскостью автомобиля.

Колебания в вертикальной плоскости зависят от жесткости упругого элемента подвески и шин. Так как упругий элемент подвески после наезда на препятствие продолжает совершать затухающие колебания, то для гашения этих колебаний в состав подвески вводят амортизатор.

Подбирая характеристику упругого элемента к конкретной модели автомобиля, добиваются искомой плавности хода в вертикальной плоскости.

Характеристикой упругого элемента называется зависимость между нагрузкой G_i на упругий элемент и его деформацией f_0 .

Более сложное влияние на плавность хода оказывает галопирование.

Если возмущающая сила P приложена не к центру упругости (ЦУ), а в другой точке, то возникает как линейное, так и угловое перемещение (рис. 10.2).

Из условия равновесия системы относительно центра тяжести (ЦТ)

$$R_1 l_1 - Px - R_2 l_2 = 0,$$

где R_1 и R_2 — реакции опор; x — расстояние от центра упругости до ЦТ,

$$x = (R_1 l_1 - R_2 l_2) / P.$$

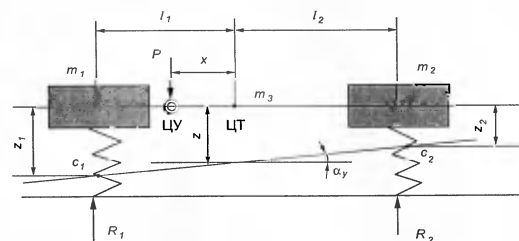


Рис. 10.2. Модель колебаний автомобиля: m_3 — поддрессоренная масса всего автомобиля; m_1 и m_2 — массы передней и задней поддрессоренных частей автомобиля соответственно; z_1 , z_2 и z — вертикальные перемещения масс m_1 , m_2 и m_3 ; c_1 и c_2 — результирующие характеристики подвесок и шин переднего и заднего мостов; α_y — угол наклона оси автомобиля к горизонту; l_1 и l_2 — расстояния от центра масс до осей переднего и заднего мостов соответственно

Заменяв реакции на жесткость и деформации упругих элементов $R_1 = c_1 f_1$ и $R_2 = c_2 f_2$, получим

$$P = R_1 + R_2 = c_1 f_1 + c_2 f_2,$$

тогда

$$x = (c_1 f_1 l_1 - c_2 f_2 l_2) / (c_1 f_1 + c_2 f_2).$$

Если сила P приложена к ЦУ, то $f_1 = f_2$ и

$$x = (c_1 l_1 - c_2 l_2) / (c_1 + c_2).$$

Заменяв массу кузова m_k тремя массами: m_1 — приходящуюся на переднюю подвеску, m_2 — приходящуюся на заднюю подвеску и m_3 — находящуюся в центре тяжести, получим

$$m_k = m_1 + m_2 + m_3,$$

$$m_1 l_1 = m_2 l_2.$$

Момент инерции системы относительно горизонтальной оси y должен быть равен моменту инерции поддрессоренной массы относительно той же оси:

$$m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 = I = m_k \rho_k^2,$$

где ρ_k — радиус инерции поддрессоренной массы автомобиля.

Тогда

$$\begin{aligned} m_1 &= (m_k \rho_k^2) / (l_1 L), \\ m_2 &= (m_k \rho_k^2) / (l_2 L), \\ m_3 &= 1 - \rho_k^2 / (l_1 l_2). \end{aligned} \quad (10.1)$$

Во время колебания появляется сила инерции $P_n = m_3 j$, которая создает момент относительно центра упругости:

$$M_n = P_n x = m_3 j x.$$

Момент $M_n = 0$, если масса $m_3 = 0$ или плечо силы P_n равно нулю.

Из уравнения (10.1) следует, что масса $m_3 = 0$, если $\rho_k^2 / (l_1 l_2) = 1$.

Если плечо $x = 0$, т. е. центр тяжести совпадает с центром упругости, то

$$x = (c_1 l_1 - c_2 l_2) / (c_1 + c_2) = 0,$$

тогда

$$c_1 l_1 = c_2 l_2 \quad \text{или} \quad c_1 / c_2 = l_2 / l_1.$$

Следовательно, жесткость подвесок необходимо выбирать таким образом, чтобы она была обратно пропорциональна расстояниям центра тяжести от передней и задней осей. Тогда при одинаковых прогибах передней и задней подвесок кузов автомобиля будет перемещаться без галопирования.

И все же выполнение этого условия не устраняет полностью угловых колебаний кузова автомобиля. Они возникают при неодновременном наезде колес переднего и заднего мостов на неровности дороги. Сдвиг по времени между двумя воздействиями зависит от базы автомобиля и скорости его движения. Амплитуда угловых колебаний уменьшается, если передние подвески имеют меньшую частоту собственных колебаний, чем задние.

10.4. Способы повышения плавности хода автомобиля

Так как наряду с упругим элементом подвески на плавность хода оказывают влияние упругие свойства шины, то целесообразно устанавливать на автомобиль шины с меньшей жесткостью.

На жесткость шины влияет ее конструкция, ширина профиля и давления воздуха в ней.

Использование независимых подвесок по сравнению с зависимыми также повышает плавность хода, так как в этом случае существенно уменьшается галопирование.

Другим важным условием обеспечения плавности хода является оптимальная расстановка колес по длине автомобиля. Каждая неровность дороги передает на автомобиль не один, а серию импульсов, воздействующих последовательно на каждое колесо. В зависимости от расстановки колес в одних и тех же дорожных условиях эти импульсы могут для одного автомобиля усиливать колебания, для другого ослаблять.

Конструкция амортизаторов, их число и расположение оказывают влияние, как на плавность хода, так и на безопасность движения. Находящиеся в последнее время все большее применение газонаполненные амортизаторы обладают большей жесткостью по сравнению с гидравлическими при движении по дорогам с большим количеством неровностей, в то же время при движении по дорогам хорошего качества с большими скоростями они обеспечивают лучший контакт колеса с дорогой, а значит и устойчивость автомобиля.

Конструктивные факторы однозначно определяют плавность хода только при вполне определенных внешних условиях и режимах работы автомобиля. К ним относятся:

- скорость движения автомобиля;
- состояние дороги;
- характер неровности дороги.

Контрольные вопросы

1. Какие показатели характеризуют колебания кузова автомобиля?
2. Назовите виды колебаний кузова автомобиля.
3. Как достигается повышение плавности хода автомобиля?

Список литературы

1. Богатырев А. В., Лашков Ю. К., Насоновский М. Л., Чернышев В. А. Автомобили. М., 2001.
2. Богданов С. Н., Буренков М. М., Иванов И. Е. Автомобильные двигатели. М., 1987.
3. Вахламов В. К., Шатров М. Г., Юрчевский А. А. Автомобили. М., 2003.
4. Иванецев П. И. Основы теории автомобиля. Воронеж., 1988.
5. Илларионов В. А., Морин М. М., Сергеев Н. М., Фаробин Я. Е., Шуляков В. С., Юрчевский А. А. Теория и конструкция автомобиля. М., 1985.
6. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. М., 1989.
7. Луканин В. Н., Морозов К. А., Хачиян А. С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов. М., 1989.
8. Осетчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль. Анализ конструкции, элементы расчета. М., 1989.
9. Стуканов В. А. Термодинамика и теплопередача. Воронеж, 1997.
10. Цимбалин В. Б., Краев В. Н., Кудрявцев С. М., Успенский И. Н., Песков В. И. Испытания автомобилей. М., 1978.
11. Журнал «Наука и жизнь». № 9. 2002.
12. Стуканов В. А. Автомобильные эксплуатационные материалы. М., 2003.

Содержание

Введение	3
----------	---

ЧАСТЬ I

ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава 1. Основы технической термодинамики	5
1.1. Понятие о термодинамическом процессе	5
1.1.1. Рабочее тело и параметры его состояния	5
1.1.2. Законы идеальных газов	8
1.1.3. Уравнение состояния идеальных газов	9
1.2. Второй закон термодинамики	24
1.2.1. Физическая основа второго закона термодинамики	24
1.2.2. Цикл теплового двигателя	25
1.2.3. Цикл Карно	28
1.2.4. Идеальный цикл компрессора	30
Глава 2. Теоретические циклы ДВС	33
2.1. Классификация тепловых двигателей	33
2.2. Принцип работы ДВС	34
2.3. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме	37
2.3.1. Параметры характерных точек	39
2.3.2. Определение внешней теплоты и работы цикла	41
2.3.3. Термический КПД цикла	42
2.4. Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении	43
2.5. Цикл со смешанным подводом теплоты	45
2.6. Сравнение различных циклов ДВС	46
Глава 3. Действительные циклы ДВС	47
3.1. Отличие действительных циклов четырехтактных двигателей от теоретических	47
3.1.1. Индикаторная диаграмма	48
3.2. Процессы газообмена	51
3.2.1. Влияние фаз газораспределения на процессы газообмена	53
3.2.2. Параметры процесса газообмена	56
3.2.3. Уравнение коэффициента наполнения	58
3.2.4. Факторы, влияющие на процессы газообмена	59

3.2.5. Токсичность отработавших газов и пути предотвращения загрязнения окружающей среды	63
3.3. Процесс сжатия	65
3.3.1. Параметры процесса сжатия	67
3.4. Процесс сгорания	68
3.4.1. Скорость сгорания	68
3.4.2. Химические реакции при сгорании	70
3.4.3. Процесс сгорания в карбюраторном двигателе	72
3.4.4. Факторы, влияющие на процесс сгорания в карбюраторном двигателе	74
3.4.5. Детонация	78
3.4.6. Процесс сгорания топливной смеси в дизеле	81
3.4.7. Жесткая работа дизеля	88
3.5. Процесс расширения	89
3.5.1. Назначение и протекание процесса расширения	89
3.5.2. Параметры процесса расширения	91
Глава 4. Энергетические и экономические показатели работы ДВС	93
4.1. Действительная индикаторная диаграмма	93
4.2. Индикаторные показатели	94
4.2.1. Среднее индикаторное давление	94
4.2.2. Индикаторная мощность	96
4.2.3. Индикаторный КПД	97
4.3. Механические потери	100
4.4. Эффективные показатели	102
4.4.1. Среднее эффективное давление и эффективная мощность	103
4.4.2. Механический и эффективный КПД двигателя	103
4.4.3. Удельный эффективный расход топлива	104
4.4.4. Литровая мощность	105
4.4.5. Способы повышения мощности двигателя	106
Глава 5. Тепловой баланс двигателя	109
5.1. Уравнение теплового баланса	109
5.2. Влияние различных факторов на тепловой баланс двигателя	111
Глава 6. Гидродинамика	114
6.1. Физические свойства жидкости	115
6.2. Поток жидкости и его параметры	117
6.3. Основные законы гидродинамики	120
6.3.1. Уравнение неразрывности потока	120
6.3.2. Уравнение Бернулли	120

6.4. Истечение жидкости из малых отверстий и насадок	121
6.4.1. Истечение жидкости из малых отверстий	123
6.4.2. Истечение жидкости из насадок	124
Глава 7. Карбюрация и карбюраторы	124
7.1. Требования, предъявляемые к карбюратору	125
7.2. Элементарный карбюратор	126
7.3. Течение воздуха во впускном тракту	127
7.4. Истечение топлива из жиклера	130
7.5. Характеристики элементарного и идеального карбюраторов	131
7.5.1. Характеристика элементарного карбюратора	131
7.5.2. Характеристика идеального карбюратора	131
7.6. Главная дозирующая система	133
7.7. Вспомогательные устройства	135
Глава 8. Смесеобразование в дизеле	139
8.1. Классификация камер сгорания	140
8.2. Способы смесеобразования	143
8.2.1. Объемный способ смесеобразования	143
8.2.2. Пленочный и объемно-пленочный способы смесеобразования	146
8.2.3. Сравнительная оценка различных способов смесеобразования	147
8.3. Распыление топлива	148
8.4. Образование горючей смеси и воспламенение топлива	151
Глава 9. Испытания двигателей	153
9.1. Виды испытаний и их назначение	153
9.2. Испытательные стенды	155
9.2.1. Тормозные устройства и динамометры	156
9.2.2. Приборы для измерения частоты вращения коленчатого вала	161
9.2.3. Приборы для измерения давления	162
9.2.4. Приборы для измерения температуры	162
9.2.5. Приборы и устройства для измерения расхода воздуха	163
9.2.6. Приборы и устройства для определения расхода топлива	165
9.2.7. Прибор для определения угла опережения зажигания	165
9.2.8. Индикаторы	166
9.4. Требования техники безопасности при проведении испытаний	168

Глава 10. Характеристики ДВС	169
10.1. Общие сведения	169
10.2. Нагрузочная характеристика	170
10.2.1. Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя	171
10.2.2. Нагрузочная характеристика дизельного двигателя	173
10.3. Скоростные характеристики	174
10.3.1. Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя	177
10.3.2. Внешняя скоростная характеристика дизеля	178
10.3.3. Приемистость и самоприспособляемость двигателей	181
10.3.4. Частичные скоростные характеристики	182
10.3.5. Характеристики холостого хода	183
10.4. Регулировочные характеристики	184
10.4.1. Регулировочная характеристика по составу смеси	185
10.4.2. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания	186
Глава 11. Кинематика кривошипно-шатунного механизма	188
11.1. Типы КШМ	189
11.2. Кинематика центрального КШМ	191
11.2.1. Перемещение поршня	191
11.2.2. Скорость поршня	193
11.2.3. Ускорение поршня	194
11.3. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	195
Глава 12. Динамика КШМ	196
12.1. Силы давления газов	196
12.2. Силы инерции	197
12.2.1. Приведение масс деталей КШМ	197
12.2.2. Определение сил инерции	200
12.3. Суммарные силы, действующие в КШМ	201
12.3.1. Силы, действующие на шейки коленчатого вала	203
12.3.2. Аналитическое и графическое представление сил и моментов	203
12.4. Порядок работы цилиндров двигателя в зависимости от расположения кривошипов и числа цилиндров	205
Глава 13. Уравновешивание двигателей	207
13.1. Силы и моменты, вызывающие неуравновешенность двигателя	207
13.1.1. Условия уравновешенности	208
13.1.2. Способы уравновешивания	209

13.2. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя	210
13.3. Уравновешивание четырехцилиндрового рядного двигателя	213
13.4. Уравновешивание шести- и восьмицилиндровых двигателей	215
13.4.1. Уравновешивание четырехтактного однорядного шестицилиндрового двигателя	215
13.4.2. Уравновешивание четырехтактного V-образного шестицилиндрового двигателя с углом развала 90°	216
13.4.3. Уравновешивание четырехтактного V-образного восьмицилиндрового двигателя	217
13.5. Балансировка коленчатого вала	218
13.6. Крутильные колебания коленчатого вала	220
13.6.1. Гасители крутильных колебаний	222

ЧАСТЬ II

ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

Глава 1. Эксплуатационные свойства автомобиля	225
1.1. Требования, предъявляемые к конструкции автомобиля	226
1.2. Определения эксплуатационных свойств автомобиля	227
Глава 2. Силы, действующие на автомобиль при движении	230
2.1. Скоростная характеристика двигателя	230
2.2. Тяговая характеристика	231
2.3. Силы и моменты, действующие на ведущие колеса	232
2.3.1. Сила тяги на ведущих колесах	233
2.3.2. КПД трансмиссии	234
2.4. Силы, действующие на автомобиль при прямолинейном движении	236
2.5. Нормальная реакция дороги	245
2.6. Уравнение движения автомобиля	247
2.6.1. Сила тяги по сцеплению	247
2.6.2. Условия возможности движения	251
Глава 3. Тяговая динамичность автомобиля	252
3.1. Силовой и мощностной балансы автомобиля	252
3.1.1. Силовой баланс	252
3.1.2. Мощностной баланс	254
3.2. Динамическая характеристика автомобиля	255
3.3. Динамический паспорт автомобиля	259
3.3.1. Номограмма нагрузок	259
3.3.2. График контроля буксования	260

3.4. Разгон автомобиля	261
3.5. Динамическое преодоление подъемов	264
3.6. Движение автомобиля накатом	266
3.7. Влияние конструктивных факторов на тяговую динамичность автомобиля	268
3.7.1. Масса автомобиля	268
3.7.2. Размеры и форма автомобиля	268
3.7.3. Передаточное число трансмиссии	269
3.7.4. КПД трансмиссии	271
3.7.5. Скоростная характеристика двигателя	271
3.8. Тяговые показатели автопоездов	272
Глава 4. Тяговые испытания автомобиля	275
4.1. Испытания автомобиля на динамичность. Виды, методы и условия испытаний	275
4.2. Аппаратура для дорожных испытаний автомобиля на динамичность	277
4.3. Стенды для испытания автомобиля на динамичность	283
Глава 5. Тормозная динамичность автомобиля	286
5.1. Безопасность движения и тормозной момент	286
5.2. Тормозная сила и уравнение движения автомобиля при торможении	287
5.2.1. Тормозная сила	287
5.2.2. Уравнение движения автомобиля при торможении	288
5.3. Показатели тормозной динамичности автомобиля	289
5.3.1. Замедление при торможении автомобиля	289
5.3.2. Время торможения	290
5.3.3. Тормозной путь	292
5.3.4. Показатели интенсивности торможения	293
5.4. Распределение тормозной силы между мостами автомобиля	295
5.5. Способы торможения автомобиля	297
5.6. Особенности торможения автопоезда	299
5.7. Дорожно-транспортная экспертиза	300
5.8. Определение показателей тормозной динамичности автомобиля	302
5.8.1. Аппаратура для испытаний	304
Глава 6. Топливная экономичность автомобиля	307
6.1. Показатели топливной экономичности	307
6.2. Топливо-экономические характеристики автомобиля	309

6.3. Факторы, влияющие на топливную экономичность автомобиля	310
6.4. Топливная экономичность автопоезда	314
6.5. Нормы расхода топлива	315
Глава 7. Устойчивость автомобиля	316
7.1. Поперечная устойчивость автомобиля	317
7.1.1. Показатели поперечной устойчивости	317
7.1.2. Силы, действующие на автомобиль при повороте	317
7.1.3. Критическая скорость заноса и опрокидывания	320
7.2.4. Критический угол уклона дороги	321
7.1.5. Занос автомобиля	322
7.1.6. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на поперечную устойчивость автомобиля	325
7.2. Продольная устойчивость автомобиля	327
Глава 8. Управляемость автомобиля	328
8.1. Критическая скорость по условиям управляемости	329
8.2. Увод колеса и поворачиваемость автомобиля	331
8.2.1. Увод колеса	331
8.2.2. Поворачиваемость автомобиля	332
8.3. Соотношение углов поворота управляемых колес	338
8.4. Колебания управляемых колес	339
8.5. Стабилизация управляемых колес	342
8.5.1. Упругая стабилизация	342
8.5.2. Стабилизация наклоном шкворней	342
8.5.3. Развал и схождение управляемых колес	344
Глава 9. Проходимость автомобиля	346
9.1. Геометрические факторы проходимости	347
9.2. Тяговые и опорно-сцепные показатели проходимости	349
9.3. Конструктивные факторы проходимости автомобиля	349
9.4. Способы увеличения проходимости автомобиля	352
Глава 10. Плавность хода автомобиля	354
10.1. Влияние вибрации на человека	354
10.2. Показатели плавности хода	354
10.3. Плавность хода автомобиля	355
10.4. Способы повышения плавности хода автомобиля	358
Список литературы	360