

**А. Н. Карташевич  
Г. М. Кухаренок  
А. А. Рудашко**

# **ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ДВИГАТЕЛЕЙ**

*Допущено Министерством образования Республики Беларусь  
в качестве учебного пособия для учащихся учреждений  
образования, реализующих образовательные программы  
среднего специального образования  
по специальности «Техническая эксплуатация автомобилей»*



Минск  
РИПО  
2018

УДК 629.113/115(075.32)

ББК 39.35я723

К27

Авторы:

заведующий кафедрой тракторов, автомобилей и машин для природообустройства  
УО «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции и Трудового  
Красного Знамени сельскохозяйственная академия», доктор технических наук,

профессор *А. Н. Карташевич*;

профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Белорусского  
национального технического университета, доктор технических наук,

профессор *Г. М. Кухаренок*;

доцент кафедры тракторов, автомобилей и машин для природообустройства  
УО «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции и Трудового  
Красного Знамени сельскохозяйственная академия», кандидат технических наук,

доцент *А. А. Рудашко*.

Рецензенты:

цикловая комиссия УО «Поставский государственный колледж» (*А. В. Харьков*);  
доцент кафедры «Техническая эксплуатация автомобилей» ГУ ВПО «Белорусско-  
Российский университет», кандидат технических наук, доцент *Н. А. Коваленко*.

*Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или любой ее  
части не может быть осуществлено без разрешения издательства.*

*Выпуск издания осуществлен при финансовой поддержке Министерства образова-  
ния Республики Беларусь.*

**Карташевич, А. Н.**

К27 Теория автомобилей и двигателей : учеб. пособие / А. Н. Карташевич,  
Г. М. Кухаренок, А. А. Рудашко. — Минск : РИПО, 2018. — 307 с. : ил.

ISBN 978-985-503-828-4.

Изложены основные положения теории двигателей и автомобилей. Рассмотрены  
теоретические основы рабочих процессов, кинематики, динамики и уравновешива-  
ния двигателей внутреннего сгорания. Описаны основные эксплуатационные свой-  
ства автомобиля, приведены методы расчета этих свойств и показатели оценки их  
эффективности.

Учебное пособие предназначено для учащихся, получающих среднее специальное  
образование по специальности «Техническая эксплуатация автомобилей».

УДК 629.113/115(075.32)  
ББК 39.35я723

ISBN 978-985-503-828-4

© Карташевич А. Н., Кухаренок Г. М.,  
Рудашко А. А., 2018

© Оформление. Республиканский институт  
профессионального образования, 2018

## ВВЕДЕНИЕ

Теория автомобилей и двигателей изучает механику движе-  
ния автомобиля, его взаимодействие с опорной поверхностью и  
воздухом, эксплуатационные свойства.

**Этапы развития теории автомобилей и автомобильных  
двигателей.** Теория автомобиля формировалась и развивалась в  
результате деятельности ученых многих стран. В 1824 г. основопо-  
ложник термодинамики С. Карно обосновал рабочий цикл четы-  
рехтактного двигателя внутреннего сгорания, соответствующий  
четырем ходам поршня: 1-й — всасывание воздуха; 2-й — сжатие  
его, в конце которого подача и сгорание топлива; 3-й — рабочий  
ход — расширение газообразных продуктов сгорания; 4-й — их  
выпуск.

Первый двигатель внутреннего сгорания (ДВС) создал в  
1860 г. французский инженер Э. Ленуар, но эта машина была еще  
весьма несовершенной.

В 1862 г. французский изобретатель Б. де Рош предложил  
использовать в ДВС четырехтактный цикл: всасывание, сжатие,  
сгорание и расширение. Эта идея была использована немецким  
изобретателем Н. Отто, построившим в 1878 г. первый четырех-  
тактный ДВС. КПД такого двигателя достигал 22 %, что пре-  
восходило значения, полученные при использовании двигателей  
всех предшествующих типов.

В 1892–1897 гг. немецкий инженер Р. Дизель разработал ком-  
прессорный ДВС с воспламенением от предварительно сильно  
сжатого в цилиндре воздуха, оказавшийся самым экономичным.

Выдающийся русский теплотехник В.И. Гриневецкий впер-  
вые предложил метод теплового расчета, которым широко поль-  
зуются и в наши дни.

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, профессор  
Е.К. Мазинг, развивая идеи своего учителя В.И. Гриневецкого,  
усовершенствовал методику теплового расчета двигателей, иссле-

довал вопросы генерирования газа и его использования в двигателях. Большое значение имеет диаграмма Е.К. Мазинга, позволяющая наглядно представить неполноту сгорания топлива в двигателях.

Академик АН СССР, профессор Б.С. Стечкин – выдающийся ученый в области гидроаэромеханики и теплотехники, ученик Н.Е. Жуковского, чьи труды в области термодинамики и газовой динамики лопаточных машин широко используются в теории и практике поршневых и комбинированных ДВС. Б.С. Стечкин внес вклад в исследование индикаторного процесса двигателей.

В 1905 г. знаменитый русский ученый Н.Е. Жуковский исследовал движение трехколесной тележки и установил основные явления, возникающие при качении жестко связанных между собой колес, имеющих различные диаметры. В 1912 г. немецкий ученый А. Ридлер построил стенд с беговыми барабанами для испытания автомобилей.

В 1918 г. в СССР была создана автомобильная лаборатория, ставшая научным центром, сыгравшим большую роль в развитии автомобильной промышленности. В 1921 г. на базе этой лаборатории был организован Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт (НАМИ), который стал базой для большинства новых, научно обоснованных разработок двигателей и автомобилей. Под руководством Н.Р. Брилинга и Е.А. Чудакова в НАМИ были выполнены исследования, послужившие основой для дальнейшего развития теории автомобиля. Член-корреспондент АН СССР, профессор Н.Р. Брилинг является основоположником теории автомобильных двигателей, автором первого учебника по ДВС на русском языке. Известны исследования Н.Р. Брилинга по изучению теплопередачи в двигателях. Под его руководством сконструированы перспективные быстроходные дизели, ряд оригинальных авиационных и автомобильных двигателей. Профессор Е.А. Чудаков определил цели и задачи теории автомобиля, разработал научный метод теоретического и экспериментального исследования эксплуатационных свойств, которые являются базовыми в современном курсе «Теория автомобиля». Основные положения теории автомобилей как науки были разработаны и сформулированы Е.А. Чудаковым в учебнике «Теория автомобиля», впервые вышедшем в 1935 г.

Дальнейшее развитие теория автомобиля получила в работах учеников и последователей Е.А. Чудакова – профессоров

Г.В. Зимелева, Б.С. Фалькевича, Н.А. Бухарина, Я.М. Певзнера, Д.П. Великанова и др.

В настоящее время развитием теории двигателей внутреннего сгорания занимаются высшие учебные заведения, научно-исследовательские институты, конструкторские бюро заводов, выпускающих автотракторную технику.

Большое влияние на развитие науки об автомобиле оказали также работы зарубежных ученых, таких как В. Камм, Е. Марквард, А. Янте, П. Хельдт, Р. Эберан, М. Мичке, Дж. Вонг и др.

Следует отметить, что многие разделы теории автомобиля нуждаются в дальнейшей разработке, уточнении и приложении их к решению задач эффективной эксплуатации автомобильного транспорта.

**Тенденции развития и пути повышения надежности и долговечности автомобилей.** Конструкции автомобилей непрерывно совершенствуются. Одним из ведущих направлений современного автомобилестроения является повышение топливной экономичности легковых и грузовых автомобилей. Экономия нефтяного топлива приводит не только к снижению объемов его потребления, но и к уменьшению объемов выбросов углекислого газа, создающего парниковый эффект. Экономии энергии также способствует уменьшение собственной массы автомобиля. Для снижения массы автомобиля проводят работы в трех направлениях: поиск рациональных компоновочных решений; поиск рациональных форм деталей; применение конструкционных материалов, обладающих малой плотностью при обеспечении достаточной прочности.

Топливная экономичность может быть снижена при рациональном выборе передаточных чисел трансмиссии. Общей тенденцией является увеличение числа ступеней коробки передач, что позволяет в эксплуатационных условиях выбирать передачу, наиболее соответствующую требованиям топливной экономичности. Большое распространение получают автоматические системы управления ступенчатыми и бесступенчатыми трансмиссиями.

На снижение расхода топлива оказывает влияние уменьшение энергетических потерь в шинах. Экспериментально установлено, что уменьшение сопротивления качению шин на 10 % дает в среднем 3 % экономии топлива. Топливная экономичность ав-

томобиля в значительной степени зависит от аэродинамического сопротивления автомобиля. Затраты мощности на преодоление аэродинамического сопротивления пропорциональны кубу скорости автомобиля. Уже на скорости около 50 км/ч аэродинамические потери мощности близки к потерям на сопротивление качению шин по твердой опорной поверхности. По экспериментальным данным снижение затрат мощности на аэродинамическое сопротивление на 10 % позволяет получить экономию топлива 3 %.

Автомобиль является источником загрязнения окружающей среды отработавшими газами (ОГ), что определяет непрерывное повышение требований к экологической безопасности. В связи с этим происходит развитие устройств, позволяющих снижать вредные выбросы традиционных двигателей внутреннего сгорания.

Значительное внимание уделяется применению альтернативных видов топлив – заменителей нефтяных топлив (природного газа, водорода, биотоплива). Применение альтернативных видов топлива способствует как снижению количества вредных веществ в ОГ, так и снижению выбросов двуокиси углерода.

Использование альтернативных видов автомобильного топлива может несколько отдалить перспективу исчерпания мировых запасов нефти, но полностью не решает данной проблемы. Поэтому большинство ведущих мировых производителей автомобилей занимаются разработкой силовых установок, где используются альтернативные источники энергии.

Перспективным направлением развития автотранспорта являются электромобили, у которых колеса приводятся в действие электроэнергией. Такие транспортные средства подразделяются на три типа: аккумуляторный электромобиль; гибридный автомобиль, у которого ДВС приводит в действие генератор, производящий электроэнергию для привода колес; автомобиль, в котором электроэнергия вырабатывается с помощью топливного элемента.

Большое развитие получила автоматизация управления автомобилем, которая обеспечивается современными средствами электронной, микропроцессорной техники и направлена на повышение топливной экономичности, экологичности и динамичности автомобиля (управление двигателем и трансмиссией),

активной безопасности (управление тормозной системой). Немаловажным направлением является распространение устройств, повышающих комфорт (системы поддержания климата в салоне, управления подвеской и т. д.).

Автомобиль – объект повышенной опасности, поэтому необходимо совершенствование активной и пассивной безопасности автомобиля. В связи с тем, что причинами большинства дорожно-транспортных происшествий являются ошибки водителей, получают распространение электронные системы, которые будут принимать на себя некоторые функции управления автомобилем или помощи водителю в критических режимах. Особую роль будет играть широкое применение информационных систем, позволяющих водителю получать при движении объективную и полную информацию как о работе самого автомобиля (средства встроенной диагностики), так и различную информацию из глобальных информационных систем. Такие системы, имеющие связь с каждым автомобилем и осуществляющие контроль за состоянием транспортной сети, позволят заранее предупреждать водителя о возникновении аварийных ситуаций и рекомендовать наиболее рациональные маршруты движения.

Показатели надежности автомобилей присутствуют в техническом задании на проектирование и контролируются при разработке, изготовлении и эксплуатации. Серийные автомобили в течение всего времени их производства подвергаются конструктивному улучшению заводами-изготовителями с целью повышения качества и эксплуатационных показателей. Современное автомобилестроение позволяет обеспечивать ресурс основных агрегатов, в том числе двигателя, до капитального ремонта, увеличивать наработку на отказ других агрегатов и механизмов. Повышение надежности автомобилей, обеспечение удобного доступа к обслуживаемым агрегатам и узлам, их совершенствование для облегчения обслуживания и ремонта, уменьшение количества точек смазки, увеличение периодичности технического обслуживания позволяют сократить простой автомобилей в связи с техническим обслуживанием и ремонтом и тем самым повысить их производительность.

# 1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

## 1.1. ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

**Термодинамическая система** – совокупность тел, которые могут энергетически взаимодействовать между собой и с окружающей средой, а также обмениваться с ней массой вещества.

**Термодинамическим процессом** называется любое изменение термодинамической системы, сопровождающееся изменением хотя бы одного из параметров состояния. Энергетическими показателями термодинамического процесса являются теплота  $q$  и работа  $l$ .

**Внутренняя энергия** – это сумма всех видов энергии, которыми обладает тело или система. Внутренняя энергия определяется из выражения

$$U = mC_v T,$$

где  $U$  – полная внутренняя энергия тела или системы, Дж;  $m$  – масса вещества, кг;  $C_v$  – удельная изохорная теплоемкость газа, Дж/(кг·К);  $T$  – термодинамическая (абсолютная) температура, К.

**Теплоемкостью** называется количество теплоты, которое необходимо подвести к телу (или отвести от него) для изменения его температуры на 1 К.

Теплоемкость, отнесенную к 1 кг вещества, называют *удельной* (Дж/кг·К) и обозначают  $C$ . Теплоемкость, отнесенную к 1 м<sup>3</sup> вещества при нормальных физических условиях, называют *объемной* (Дж/м<sup>3</sup>·К) и обозначают  $C'$ . Теплоемкость, отнесенную к 1 киломолю вещества, называют *молярной* (Дж/(кмоль·К)) и обозначают  $\mu C$ .

**Моль** – единица количества вещества в системе СИ. В моле содержится столько молекул (атомов, ионов или других структурных элементов вещества), сколько атомов содержится в 0,012 кг углерода атомной массой 12 (изотопа <sup>12</sup>C), т. е.  $6,022 \cdot 10^{23}$ .

Это число известно как число Авогадро и обозначается  $N_A = 6,022 \cdot 10^{23}$  моль<sup>-1</sup>.

Первый закон термодинамики является частным случаем всеобщего закона превращения и сохранения энергии применительно к тепловым явлениям.

Уравнение первого закона термодинамики имеет вид:

$$q = \Delta U + L.$$

Формулировка первого закона термодинамики: *теплота  $q$ , подводимая к термодинамической системе, затрачивается на изменение ее внутренней энергии  $\Delta U$  и совершение работы  $L$  против внешних сил.*

Первый закон термодинамики рассматривает количественное соотношение между теплотой  $q$  и работой  $L$  и не рассматривает качественную сторону процесса – не указывает условия превращения теплоты в работу, направления процесса (нельзя определить его характер и конечный результат, а также передается ли теплота от горячего источника к холодному или наоборот).

Второй закон термодинамики определяет направление, по которому протекают термодинамические процессы, и устанавливает возможные пределы превращения теплоты в работу при круговых процессах, поэтому он дополняет первый закон термодинамики. Современная формулировка второго закона термодинамики: *любой реальный самопроизвольный процесс является необратимым.*

Физический смысл второго закона термодинамики может быть пояснен при помощи выражения

$$dS \geq 0, \quad (1.1)$$

т. е. энтропия изолированной термодинамической системы может оставаться постоянной, если в системе протекают *обратимые* процессы, или возрастет при протекании в ней *необратимых* процессов, но ни при каких условиях не может уменьшаться.

Знак равенства в выражении (1.1) относится к обратимым процессам, а знак «>» – к необратимым.

Все действительные термодинамические процессы являются необратимыми, поэтому энтропия изолированной термодинамической системы всегда возрастает.

**Энтропия  $S$**  – функция состояния термодинамической системы, изменение которой  $dS$  в равновесном процессе равно от-

ношению количества подведенной или отведенной теплоты  $dq$  к термодинамической температуре  $T$  системы:

$$dS = dq/T.$$

Различают энтропию тела или системы  $S$  (Дж/К) и удельную энтропию  $dS$  (Дж/кг·К).

Совокупность последовательно происходящих термодинамических процессов, в результате которых рабочее тело возвращается в исходное состояние, называется *круговым процессом* или *циклом*.

Циклы бывают *прямые* и *обратные*. Цикл, в результате которого получается положительная работа, называется *прямым* циклом. По прямым циклам работают все тепловые двигатели. Цикл, для осуществления которого необходимо затрачивать работу, называется *обратным* циклом. По обратным циклам работают холодильные машины.

Эффективность прямого термодинамического цикла (для ДВС) оценивается термическим КПД:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (1.2)$$

где  $q_1$  – количество подведенной в цикле теплоты;  $q_2$  – тепловые потери цикла.

Основными термодинамическими процессами, имеющими большое значение в теории тепловых двигателей, являются:

*изохорный* – процесс подвода или отвода теплоты от газа, происходящий при постоянном объеме ( $V = \text{const}$ );

*изобарный* – процесс подвода или отвода теплоты от газа, происходящий при постоянном давлении ( $P = \text{const}$ );

*изотермический* – процесс подвода или отвода теплоты от газа, происходящий при постоянной температуре ( $T = \text{const}$ );

*адиабатный* – процесс, протекающий при отсутствии теплообмена термодинамической системы с окружающей средой. Необходимые условия адиабатного процесса:  $dq = 0$  и  $q = 0$ .

Основное уравнение адиабатного процесса имеет вид:

$$PV^k = \text{const},$$

где  $k$  – показатель адиабаты. Для идеального газа  $k$  не зависит от параметров его состояния, а зависит только от вида газа и

определяется числом степеней свободы его молекул. Для одноатомных газов  $k = 1,67$ , для двухатомных  $k = 1,4$ , для трех- и многоатомных  $k = 1,33$ ;

*политропный* – процесс, в котором возможно изменение всех термодинамических параметров состояния и может осуществляться теплообмен, но теплоемкость в процессе остается постоянной.

Уравнение политропного процесса имеет вид:

$$PV^n = \text{const},$$

где  $n$  – показатель политропы, который может принимать любые положительные и отрицательные значения от  $-\infty$  до  $+\infty$ .

**Цикл Карно.** Цикл Карно назван в честь французского ученого и инженера С. Карно и служит эталоном для оценки совершенства идеальных циклов, так как характеризуется максимальным значением термического КПД в системе, имеющей два изотермических источника теплоты.

Цикл Карно – это обратимый круговой процесс, состоящий из двух адиабатических и двух изотермических процессов. В этом цикле термодинамическая система выполняет механическую работу и обменивается теплотой с двумя тепловыми резервуарами, имеющими постоянные, но различные температуры. Резервуар с более высокой температурой называется нагревателем, а с более низкой – холодильником. Рабочее тело, 1 кг идеального газа, находится в цилиндре над поршнем (рис. 1.1).

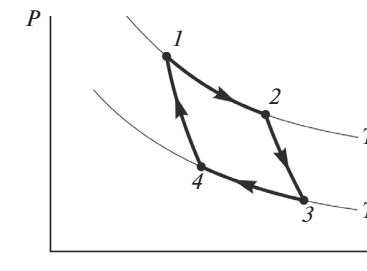


Рис. 1.1. Цикл Карно в координатах  $PV$

Стенки полностью теплоизолируют цилиндр, что обеспечивает возможность осуществления адиабатного процесса изменения состояния газа. В случае необходимости газ может прихо-

дуть в соприкосновение с двумя источниками тепла, имеющими температуры  $T_1$  и  $T_2$ . Начальное состояние газа на  $PV$ -диаграмме характеризуется точкой 1, соответствующей крайнему верхнему положению поршня в цилиндре (верхняя мертвая точка – ВМТ). От этой точки Карно предложил осуществлять изотермический процесс расширения 1–2, но так как этот процесс может протекать лишь при подводе тепла к газу, то на участке 1–2 рабочее тело приходит в соприкосновение с горячим источником, имеющим температуру  $T_1$ , и получает от него количество тепла  $q_1$ . От точки 2 Карно предложил продолжать процесс расширения до нижней мертвой точки (НМТ) по адиабате 2–3. Полная работа расширения измеряется площадью под линией 1–2–3.

Точка 3 характеризует конечное состояние рабочего тела, и для возврата его в начальное состояние (точка 1) Карно предложил осуществлять процесс сжатия по изотерме 3–4. Но так как этот процесс может протекать лишь при отводе тепла от газа, то на участке 3–4 рабочее тело приходит в соприкосновение с холодным источником, имеющим температуру  $T_2$ , и отдает ему количество тепла  $q_2$ .

Конец изотермического сжатия (точка 4) выбирают так, чтобы газ, продолжая сжиматься, вернулся в исходное состояние (точка 1), но уже по адиабате. Таким образом, процесс 4–1 представляет собой адиабату сжатия, суммарная работа, затрачиваемая на сжатие, графически изобразится площадью под процессами 3–4–1.

Выбор для цикла Карно двух изотерм и двух адиабат вполне обоснован, так как процессы подвода и отвода тепла в цикле могут осуществляться только по изотермам вследствие того, что изотермический процесс – это единственный обратимый процесс, который может находиться под воздействием одного источника тепла.

Поскольку переход с одной изотермы 1–2 на другую 3–4 должен происходить без теплообмена с внешней средой, то, кроме изотерм, в цикле должны быть две обратимые адиабаты, одна из которых соответствует процессу расширения 2–3, а другая – процессу сжатия 4–1.

Термический КПД для обратимого цикла Карно может быть выражен уравнением

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.3)$$

Из формулы (1.3) следует:

- термический КПД цикла Карно  $\eta_t$  зависит исключительно от температур источника и холодильника;
- $\eta_t$  увеличивается при возрастании температуры источника  $T_1$  и при уменьшении температуры холодильника  $T_2$ ;
- $\eta_t$  всегда меньше единицы и не может быть равным ей.

**Идеальный цикл компрессора.** Компрессор – машина или устройство для сжатия и перемещения газов. По принципу действия все компрессоры подразделяются на объемные и динамические.

В машинах объемного действия рабочий процесс осуществляется в результате изменения объема рабочей камеры (поршневые, винтовые, мембранные и др.).

В компрессорах динамического действия газ сжимается в результате подвода механической энергии от вала и дальнейшего взаимодействия рабочего вещества с лопатками ротора. В зависимости от направления движения потока и типа рабочего колеса такие машины подразделяются на центробежные и осевые.

Несмотря на конструктивные различия, термодинамические принципы работы всех компрессоров аналогичны, поэтому рассмотрим рабочий процесс на примере идеального поршневого компрессора (рис. 1.2). Идеальным считают компрессор, в котором отсутствуют вредный объем (объем между головкой цилиндра и поршнем при его положении в ВМТ), утечки газа и потери на трение, а процессы всасывания и нагнетания происходят при постоянном давлении.

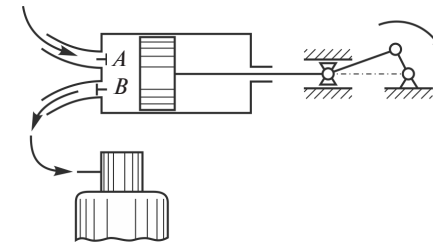


Рис. 1.2. Схема идеального поршневого компрессора

Принцип действия поршневого компрессора следующий: при движении поршня слева направо в цилиндре компрессора

создается разрежение, под действием которого открывается всасывающий клапан  $A$  и цилиндр заполняется газом. Процесс всасывания изображается на  $PV$ -диаграмме линией  $4-1$  (рис. 1.3) и происходит при давлении  $P_1$ , которое чаще всего равно атмосферному. При обратном движении поршня всасывающий клапан  $A$  закрывается и газ сжимается по линии  $1-2$  до давления  $P_2$ , после чего открывается нагнетательный клапан  $B$  и газ выталкивается поршнем в резервуар, из которого поступает к потребителям. Процесс нагнетания изображается линией  $2-3$  и заканчивается с приходом поршня в ВМТ, после чего нагнетательный клапан закрывается. С началом нового хода поршня давление в цилиндре падает от  $P_2$  до  $P_1$  теоретически мгновенно по линии  $3-4$  и цикл повторяется. Рабочий процесс компрессора совершается за два последовательных хода поршня, т. е. компрессор представляет собой двухтактную машину.

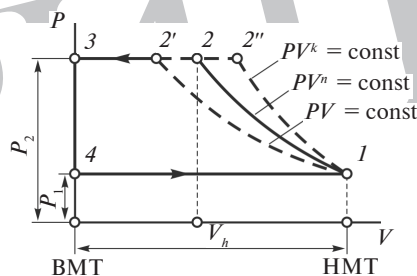


Рис. 1.3. Индикаторная диаграмма поршневого компрессора

Как видно из диаграммы, при одном и том же конечном давлении  $P_2$  конечный объем  $V_2$  может быть различным в зависимости от характера процесса сжатия  $1-2$ . Теоретически сжатие может происходить по линии  $1-2'$  — изотерме ( $n = 1$ ), что возможно при идеальном охлаждении компрессора. В этом случае работа, затраченная на привод компрессора для сжатия 1 кг газа, равна площади криволинейной трапеции  $12'34$ .

При наличии идеальной тепловой изоляции сжатие будет происходить по адиабате  $1-2''$  ( $n = k$ ). Тогда работа, затрачиваемая на привод компрессора и равная площади криволинейной трапеции  $12''34$ , будет максимальной.

Следовательно, применение изотермического сжатия в компрессоре является энергетически наиболее выгодным. Для того

чтобы приблизить процесс сжатия к изотермическому, в компрессорах применяются воздушные или жидкостные системы охлаждения. Однако на практике достичь изотермического сжатия не удастся, и в действительности сжатие происходит по политропе с показателем  $n = 1,18 \dots 1,25$ .



### Контрольные вопросы

1. Что называется термодинамическим процессом?
2. Что такое внутренняя энергия тела?
3. Сформулируйте первый закон термодинамики.
4. Изложите современную формулировку второго закона термодинамики.
5. Что называется циклом?
6. Какие основные термодинамические процессы используют теории двигателей?
7. Какой процесс называется политропным?
8. Как определить КПД термодинамического цикла?
9. Как изображается цикл Карно в координатах  $PV$ ?
10. Дайте определение термическому КПД для обратимого цикла Карно.
11. Как изображается идеальный цикл компрессора?

## 1.2. ИДЕАЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Идеальный цикл двигателя — замкнутый цикл, в котором сжатие и расширение рабочего тела адиабатные, теплоемкость рабочего тела постоянна и не зависит от температуры, химический состав и объем рабочего тела не меняются, процессы мгновенного подвода и отвода теплоты заменяют процессы сгорания и газообмена. В этом цикле нет других потерь теплоты, кроме неизбежной теплоотдачи холодному телу.

**Цикл с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  (цикл Отто)** в системах координат  $PV$  показан на рисунке 1.4. Он состоит из следующих процессов:  $a-c$  — адиабатическое сжатие рабочего тела,  $c-z$  — подвод теплоты  $q_1$  при постоянном объеме (по изохоре),  $z-b$  — адиабатическое расширение рабочего тела,  $b-a$  — отвод теплоты  $q_2$  при постоянном объеме (по изохоре).

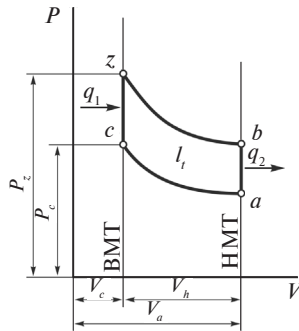


Рис. 1.4. Идеальный цикл с подводом теплоты при  $V = \text{const}$

Параметры цикла:

– степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c},$$

где  $V_a$  – полный объем цилиндра;  $V_c$  – объем камеры сгорания;

– степень повышения давления

$$\lambda_p = \frac{P_z}{P_c}.$$

Экономичность любого цикла оценивается величиной термодинамического КПД цикла, а эффективность его работы определяется удельной работой цикла – средним давлением цикла. Оно представляет собой работу, приходящуюся на единицу рабочего объема. Чем больше удельная работа, тем меньше размеры цилиндра поршневого двигателя для получения требуемой мощности.

После преобразований уравнения (1.2) для рассматриваемого цикла термодинамический КПД имеет вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

где  $k$  – показатель адиабаты.

Анализ данного выражения показывает, что экономичность цикла с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  зависит только от показателя адиабаты и степени сжатия, повышаясь с их увеличением. Цикл Отто применяется в качестве модели для двигателей с искровым зажиганием (ИЗ).

**Цикл с подводом теплоты при  $P = \text{const}$**  (цикл Дизеля) в системах координат  $PV$  показан на рисунке 1.5. Он состоит из следующих процессов:  $a-c$  – адиабатическое сжатие рабочего тела,  $c-z$  – подвод теплоты  $q_1$  при постоянном давлении (по изобаре),  $z-b$  – адиабатическое расширение рабочего тела,  $b-a$  – отвод теплоты  $q_2$  при постоянном объеме (по изохоре).

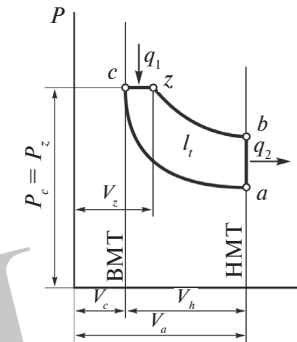


Рис. 1.5. Идеальный цикл с подводом теплоты при  $P = \text{const}$

Параметры цикла:

– степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c};$$

– степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}.$$

Термодинамический КПД цикла определяется по следующей зависимости:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)}.$$

Цикл Дизеля применяется в качестве базовой модели для компрессорных дизелей.

**Цикл со смешанным подводом теплоты при  $V = \text{const}$  и  $P = \text{const}$**  (цикл Тринклера) показан в системах координат  $PV$  на рисунке 1.6. Он состоит из следующих процессов:  $a-c$  – ади-

адиабатическое сжатие рабочего тела,  $c-z$  – подвод теплоты  $q'_1$  при постоянном объеме (по изохоре),  $z-z'$  – подвод теплоты  $q''_1$  при постоянном давлении (по изобаре),  $z'-b$  – адиабатическое расширение рабочего тела,  $b-a$  – отвод теплоты  $q_2$  при постоянном объеме (по изохоре).

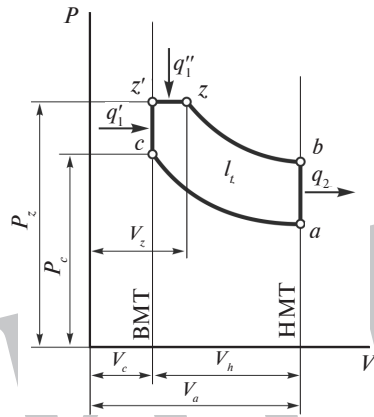


Рис. 1.6. Идеальный цикл с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  и  $P = \text{const}$

Параметры цикла:

– степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c};$$

– степень повышения давления

$$\lambda_p = \frac{P_{z'}}{P_c};$$

– степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{V_z}{V_{z'}}.$$

Формула термодинамического КПД для данного цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda_p \rho^k - 1}{\lambda_p - 1 + k\lambda_p(\rho - 1)}.$$

Из данного выражения видно, что  $\eta_t$  цикла возрастает с увеличением  $\varepsilon$  и зависит от  $\rho$  и  $\lambda_p$ . Анализ формулы показывает, что  $\eta_t$  достигает своего максимума при  $\rho = 1$ , т. е. когда рассматриваемый цикл превращается в цикл  $V = \text{const}$ . При  $\lambda_p = 1$  цикл превращается в цикл  $P = \text{const}$ , и термический КПД имеет свое минимальное значение (при неизменной степени сжатия). КПД смешанного цикла имеет промежуточное значение по отношению к циклам с подводом теплоты при постоянном объеме и давлении.

Цикл Тринклера используется в качестве расчетной модели для современных дизелей.



### Контрольные вопросы

1. Что называется идеальным циклом двигателя?
2. Какие циклы используются в качестве моделей для современных двигателей?
3. Как графически изображаются идеальные циклы с подводом теплоты при постоянном объеме, при постоянном давлении и со смешанным подводом теплоты?
4. Что такое степень сжатия двигателя?
5. Как определить степень предварительного расширения и степень повышения давления?
6. Сформулируйте определение термического КПД двигателя.

### 1.3. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ

Совокупность периодически повторяющихся в цилиндре реального двигателя тепловых, химических и газодинамических процессов, в результате осуществления которых термическая энергия топлива преобразуется в механическую работу, называется *действительным* циклом двигателя.

Действительные процессы в ДВС значительно отличаются от процессов, составляющих идеальные циклы. Эти отличия главным образом обусловлены тем, что в реальном двигателе невозможно выполнить те условия и ограничения, которые характе-

ризируют эти циклы. Например, в действительном цикле имеют место физические и химические изменения состава и количества рабочего тела; в каждом цикле происходит смена рабочего тела, т. е. действительный цикл является разомкнутым. Подвод теплоты осуществляется не извне, а в результате протекания экзотермических химических реакций в самом рабочем теле, причем этот процесс протекает не мгновенно, а имеет некую продолжительность, которая в свою очередь зависит от ряда факторов. В частности, такими факторами являются химический состав горючей смеси и теплообмен между рабочим телом и окружающими его деталями. Кроме того, часть теплоты газов теряется, переходя в систему охлаждения и в окружающую среду, поэтому процессы сжатия и расширения являются политропическими, а не адиабатическими. Теплоотдача имеет место и в процессе сгорания (теплота не только сообщается газам, но и отводится от них в стенку цилиндра). В результате этих факторов теплоемкость рабочего тела меняется, и процесс сообщения теплоты осуществляется не мгновенно, а с определенной скоростью.

Действительные циклы двигателей графически изображаются в координатах  $PV$  (давление – объем) или  $P\varphi$  (давление – угол поворота коленчатого вала). Такие графические зависимости давления от указанных параметров называют *индикаторными диаграммами*. Если в качестве независимой переменной принимается объем рабочей полости цилиндра  $V$ , то индикаторная диаграмма носит название *свернутой*, а если угол поворота  $\varphi$  коленчатого вала – *развернутой*.

По свернутым индикаторным диаграммам (см. рис. 1.6) удобно проводить термодинамический анализ (определять индикаторную работу, температуру процессов сжатия и расширения, тепловыделение и т. д.).

Действительный цикл четырехтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала. Для двигателей с принудительным искровым зажиганием (ИЗ) и внешним смесеобразованием он включает следующие процессы (рис. 1.7):

– впуск свежего заряда ( $frdak$ ). В период впуска свежего заряда поршень движется от ВМТ к НМТ и освобождаемый им объем заполняется свежим зарядом. Этот заряд представляет собой смесь топлива и воздуха;

- сжатие ( $ackc''$ );
- момент подачи искры на электроды свечи (точка  $c'$ );
- горение ( $z'z_dz''$ );
- рабочий ход ( $c''z'z_dz''b'b''$ ). В течение этого хода происходит расширение продуктов сгорания и преобразование тепловой энергии в механическую работу;
- выпуск ОГ ( $b'b''frd$ ). При выпуске ОГ рабочая полость цилиндра двигателя очищается за счет их свободного истечения ( $b'b''$ ) и принудительного вытеснения поршнем при его движении от НМТ до ВМТ.

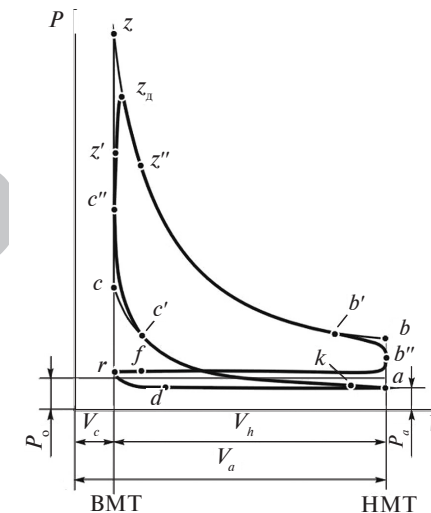


Рис. 1.7. Свернутая индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с ИЗ:  $V_h$  – рабочий объем цилиндра;  $V_c$  – объем камеры сжатия;  $V_a$  – полный объем

Из диаграммы видно, что границы реальных процессов не совпадают с мертвыми точками, как это происходит в идеальном или теоретическом циклах.

Свернутая индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля со свободным впуском (без наддува) представлена на рисунке 1.8. При открытии впускного клапана (на участке  $frdak$ ) в цилиндр поступает воздух, а затем происходит его политропное сжатие (после закрытия впускного клапана) на участке  $kc$ . Точка  $c'$  соответствует моменту начала впрыскивания топлива в камеру сгорания.

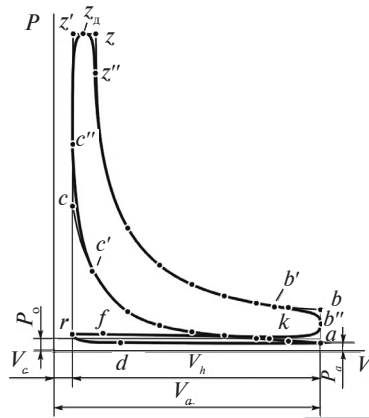


Рис. 1.8. Свернутая индикаторная диаграмма дизельного двигателя

Далее происходит перемешивание распыленного топлива с воздухом, его испарение, химические преобразования и воспламенение за счет высокой температуры сжатия. Сгорание топлива сопровождается резким повышением давления и температуры (участок  $c'z'$ ), на участке  $z'z$  происходит дальнейшее повышение температуры при незначительном повышении давления. Протекание процесса сгорания существенно зависит от степени сжатия, физико-химических свойств топлива, способа топливоподачи, формы камеры сгорания, интенсивности завихрения топливно-воздушного заряда и других факторов.

После сгорания происходит процесс политропного расширения; в точке  $b'$  (начало открытия выпускного клапана) газы начинают под избыточным давлением удаляться из цилиндра двигателя, поэтому выпуск ОГ занимает полный ход поршня при его движении от НМТ к ВМТ, а также часть процесса впуска. На участке  $frd$  (оба клапана открыты) происходит продувка цилиндра.

Геометрическая степень сжатия представляет собой отношение полного объема цилиндра  $V_a$  к объему камеры сгорания:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c},$$

где  $V_h$  — рабочий объем цилиндра (объем, описываемый ходом поршня).

Для оценки параметров цикла в некоторых случаях используют действительную степень сжатия  $\varepsilon_d$ , которая меньше геометрической (что обусловлено запаздыванием закрытия впускного клапана после ВМТ) и определяется выражением

$$\varepsilon_d = \frac{V_c + V_h^k}{V_c},$$

где  $V_h^k$  — рабочий объем цилиндра при положении поршня в момент закрытия впускного клапана (точка  $k$ ).

**Процесс впуска.** Процесс впуска в двигателях предназначен для наполнения цилиндров свежим зарядом (смесью воздуха с топливом или воздухом). Процесс впуска (рис. 1.9) условно начинается в точке  $f$  и соответствует началу открытия впускного клапана до прихода поршня в ВМТ. Заканчивается впуск при полном закрытии впускного клапана в точке  $k$ , когда поршень прошел НМТ.

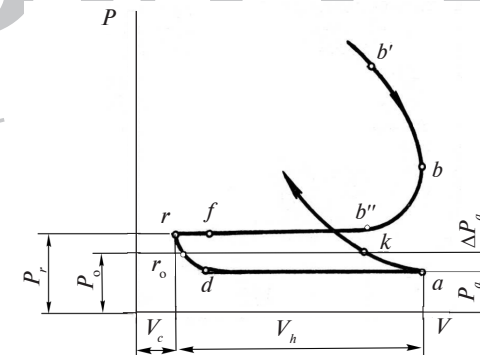


Рис. 1.9. Диаграмма процесса газообмена четырехтактного двигателя

Подготовительный период начинается с момента открытия впускного клапана (точка  $f$ ), т. е. за  $10...30^\circ$  поворота коленчатого вала (град ПКВ) до прихода поршня в ВМТ, и заканчивается в ВМТ. В этот период клапан только начинает открываться, образуя узкую щель, сопротивление которой достаточно велико. Подготовительный период необходим для того, чтобы подготовить клапан к быстрому подъему, т. е. к быстрому увеличению проходного сечения к моменту начала движения поршня после ВМТ.

Таким образом, предварительное открытие впускного клапана до прихода поршня в ВМТ создает некоторое проходное сечение, что улучшает наполнение цилиндра, а также используется для продувки цилиндров (двигатель с наддувом), что уменьшает количество остаточных газов и снижает тепловую напряженность деталей цилиндропоршневой группы.

Фактически наполнение цилиндра свежей смесью возможно при движении поршня от ВМТ к НМТ, но в начальный момент (точка  $r$ )  $p_r > p_o$ ; в цилиндре расширяются остаточные газы до точки  $r_o$ , и только после преодоления аэродинамических сопротивлений в системе впуска в цилиндр начинает поступать свежий заряд (точка  $d$ ).

В течение основного впуска в цилиндр поступает 85...90 % всего свежего заряда.

Дозарядка начинается с момента прохождения поршнем НМТ и оканчивается в момент закрытия впускного клапана (точка  $k$ ), т. е. через 40...60° после НМТ. При запаздывании закрытия впускного клапана после НМТ используются скоростной напор, инерционные и волновые явления во впускной системе с целью дозарядки цилиндра.

Степень совершенства процесса наполнения оценивается коэффициентом наполнения, представляющим собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр в процессе впуска, к теоретически возможному. Согласно определению

$$\eta_v = \frac{M_1}{M_h} = \frac{G_1}{G_h} = \frac{G_1}{\rho_3 V_h},$$

где  $M_1$ ,  $G_1$  — действительное количество свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя в процессе впуска (соответственно число киломолей и масса свежего заряда);  $M_h$ ,  $G_h$  — число киломолей и масса свежего заряда, которые могли бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при  $P_o$ ,  $T_o$  или  $P_k$ ,  $T_k$ ;  $\rho_3$  — плотность свежего заряда на впуске.

Выражение для определения коэффициента наполнения примет вид:

$$\eta_r = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)}.$$

Коэффициент наполнения дает оценку характеристик газообмена только в самом двигателе без оценки внешнего состояния среды, которая оказывает дополнительное влияние на массовый заряд цилиндра при изменении атмосферных условий. В зависимости от атмосферных условий массовый заряд цилиндра изменяется пропорционально плотности атмосферного воздуха, зависящей от барометрического давления и температуры.

Массовый часовой расход воздуха определяется из выражения

$$G_b = \frac{120}{\tau_d} i V_h n \rho_k \eta_v,$$

где  $\tau_d$ ,  $i$ ,  $\rho_k$  — тактность двигателя, число цилиндров и плотность заряда на впуске соответственно.

**Процесс сжатия.** Предварительное сжатие рабочего тела в ДВС позволяет повысить тепловой перепад, в котором осуществляются рабочие циклы, что создает благоприятные условия для протекания процесса сгорания в связи с уменьшением объема рабочего тела, повышением его температуры и давления перед воспламенением топлива. В результате этого значительно повышается экономичность рабочего процесса. В дизеле к концу сжатия необходимо создать температуру для надежного воспламенения топлива на всех режимах, в том числе и при пуске.

Параметры рабочего процесса в конце такта сжатия определяются степенью сжатия и условиями теплообмена между стенками цилиндров и рабочим телом.

При выборе степени сжатия  $\varepsilon$  учитывается ее влияние на полезное использование теплоты в цикле, достижение надежного самовоспламенения в дизелях, динамические и тепловые нагрузки на детали КШМ и цилиндропоршневой группы. С увеличением степени сжатия КПД возрастает и повышается экономичность цикла. Однако при значениях  $\varepsilon$  больших 11 рост КПД замедляется.

С точки зрения получения наибольшей экономичности двигателя оптимальным считается  $\varepsilon = 11...13$ .

В бензиновых двигателях допустимое значение степени сжатия ограничивается условиями возникновения детонационного сгорания. Оно ниже оптимального.

В дизелях фактическое значение  $\varepsilon$  принимают с учетом необходимости создания надежного самовоспламенения впрыски-

ваемого топлива на любом возможном режиме работы двигателя. К моменту впрыскивания топлива температура в конце сжатия должна превышать температуру самовоспламенения топлива на 100...200 К.

У тракторных двигателей степень сжатия принимают несколько ниже ( $\varepsilon = 14...17$ ), а у автомобильных дизелей – несколько выше ( $\varepsilon = 16...20$ ), что обусловлено разницей в нагрузочных режимах работы этих двигателей, их быстроходности и необходимости многократного и быстрого пуска автомобильного дизеля в процессе эксплуатации.

Расчет давления и температуры в конце сжатия ведут по уравнению политропного процесса для точек  $a$  и  $c$ .

$$P_c = P_d \varepsilon^{n_1}; T_c = T_d \varepsilon^{n_1 - 1},$$

где  $n_1$  – показатель политропы сжатия.

В действительном цикле процесс сжатия протекает при переменном по величине и направлению теплообмене между рабочим телом и окружающими его деталями, частичной потере рабочего тела через неплотности в сопряжениях деталей и испарении части находящегося в цилиндре топлива. Таким образом, процесс сжатия носит политропный характер.

В начале такта сжатия температура заряда обычно значительно ниже средней температуры окружающих деталей, поэтому начальная стадия сопровождается подводом теплоты к рабочему телу и показатель  $n_1$  политропы сжатия больше показателя  $k$  адиабаты сжатия.

По мере движения поршня от НМТ к ВМТ температура рабочего тела повышается и теплообмен между зарядом и стенками цилиндра снижается. Затем происходит выравнивание температур и мгновенный адиабатный процесс. Показатели политропы и адиабаты сжатия становятся равными:  $n_1 = k$ . При дальнейшем сжатии температура заряда начинает превышать температуру стенок цилиндропоршневой группы, что обуславливает изменение направления теплоотдачи. В этом случае кривая сжатия проходит выше кривой адиабаты сжатия ( $n_1 < k$ ), причем разность значений увеличивается по мере приближения поршня к ВМТ. Таким образом, процесс сжатия в реальных двигателях представляет собой сложный политропный процесс с переменным показателем политропы  $n_1$ .

Для упрощения практических расчетов переменный показатель политропы заменяют на его среднее постоянное значение  $n_1$ .

Российским ученым, профессором В.А. Петровым получена зависимость показателя политропы сжатия от частоты вращения коленчатого вала  $n$  двигателя:

$$n_1 = 1,41 - 100/n.$$

Так как в целом за такт сжатия количество теплоты, отводимой от смеси, больше притока теплоты, среднее значение показателя политропы будет меньше показателя адиабаты.

**Процесс сгорания.** Сгорание в двигателях с ИЗ представляет собой распространение фронта пламени от источника зажигания. Для развития фронта пламени необходимо, чтобы количество теплоты, выделяющейся от начального очага горения, было достаточно для появления пламени и прогрева следующего слоя смеси. В противном случае происходит затухание реакции горения. Такое явление может наступить при сгорании чрезмерно богатых и бедных смесей. Наибольшее количество теплоты выделяется при сгорании несколько обогащенных смесей ( $\alpha = 0,85...0,9$ ). При большем обогащении смеси тепловыделение уменьшается вследствие химической неполноты сгорания. При обеднении смеси тепловыделение мало вследствие малой калорийности заряда.

Пределы изменения составов горючих смесей, при которых возможно их воспламенение, носят название пределов воспламеняемости. Они оцениваются коэффициентом избытка воздуха.

При нормальном рабочем процессе в двигателях с ИЗ достаточно однородная рабочая смесь воспламеняется электрической искрой и сгорает в процессе распространения фронта турбулентного пламени.

За начало процесса сгорания принимают момент появления искры на электродах свечи.

В процессе сгорания могут быть выделены три фазы:

начальная, в течение которой образуется начальный очаг пламени;

основная фаза – быстрого сгорания. В этой фазе пламя распространяется по основной части камеры сгорания;

фаза догорания. В ней происходит догорание смеси за фронтом пламени, в пристеночных слоях и в зазорах между головкой цилиндра и днищем поршня.

Рассмотрим участок развернутой индикаторной диаграммы (рис. 1.10), соответствующей процессу сгорания в координатах  $P_{\phi}$  (1), и диаграмму «чистого» сжатия-расширения (2), которая получается при выключенном зажигании (отсутствии воспламенения).

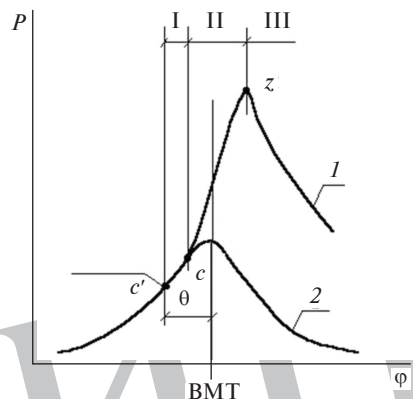


Рис. 1.10. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в двигателе с ИЗ

Проследим по развернутой индикаторной диаграмме за характером изменения давления газа в цилиндре в процессе сгорания.

Отметим точку  $c'$ , соответствующую моменту зажигания. За момент окончания первой фазы сгорания и соответственно начала основной фазы принимают точку отрыва линии сгорания от линии сжатия, т. е. момент начала ощутимого повышения давления (точка  $c$ ). За момент окончания второго и начало третьего периода принимают момент достижения максимума давления на индикаторной диаграмме (точка  $z$ ).

В течение второго периода сгорает основное количество топлива (80...90 %), давление резко повышается. Максимальная мощность и экономичность цикла при неизменной степени сжатия получается при сгорании топлива при постоянном объеме. Следовательно, с точки зрения получения наилучших показателей цикла необходимо стремиться к такой организации процесса сгорания, при которой основная фаза процесса сгорания будет протекать вблизи ВМТ.

Скорость распространения пламени при нормальном сгорании бензовоздушных смесей составляет 20...40 (60) м/с. При этом продолжительность основной фазы процесса сгорания составляет 40...50° ПКВ ( $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ ). Осуществить протекание основной фазы сгорания вблизи ВМТ возможно только при условии соответствующей установки момента зажигания.

Угол в градусах ПКВ от момента проскакивания искры до ВМТ называется углом опережения зажигания. Он должен увеличиваться с увеличением длительности начальной фазы и с уменьшением скорости сгорания в основной фазе. В современных быстроходных двигателях с ИЗ мощность максимальна при достижении максимального давления при угле 12...15° ПКВ после ВМТ. Угол опережения зажигания на номинальном режиме равен 30...35° до ВМТ.

Скорость сгорания в основной фазе определяет быстроту нарастания давления по углу ПКВ — жесткость работы двигателя  $dP/d\phi$  (МПа/град) в процессе сгорания. Скорость нарастания давления при нормальной работе двигателя колеблется в пределах 0,2...0,3 МПа/град.

В завершающей фазе сгорания скорость сгорания уменьшается вследствие достижения фронтом пламени стенок.

**Детонационное сгорание.** В процессе сгорания в двигателях с искровым зажиганием перед фронтом пламени происходит дополнительное сжатие смеси вследствие расширения продуктов сгорания, что приводит к повышению температуры несгоревшей части смеси. Это вызывает последовательное увеличение скорости сгорания слоев смеси, непосредственно прилегающих к фронту пламени. Одновременно повышение температуры вследствие сжатия всей несгоревшей смеси ускоряет протекание в ней предпламенных реакций. При достаточно высоком сжатии скорость этих реакций может настолько возрасти, что до прихода фронта пламени в эту зону в ней возникает очаг самовоспламенения. Этот очаг начинает расширяться в результате самовоспламенения соседних слоев смеси, уже подготовленной к сгоранию предыдущими предпламенными реакциями. Скорость распространения такой волны самовоспламенения весьма высока и может превосходить скорость звука в данной среде. В результате в камере сгорания возникают детонационные ударные волны, распространяющиеся со скоростью до 2000 м/с. Эти волны, от-

ражаясь от стенок камеры сгорания, вызывают новые очаги самовоспламенения.

Такой процесс сгорания, протекающий вначале с обычными скоростями, но с мгновенным неуправляемым горением в конце, называют детонационным.

Внешне детонация проявляется в возникновении при работе двигателя на больших нагрузках звонких металлических стуков, являющихся результатом многократных периодических отражений от стенок камеры сгорания образующихся в газах ударных волн. Длительная работа двигателя с детонацией недопустима. Вызывая разрушение более холодных пограничных слоев газа, ударные волны могут существенным образом усиливать теплоотдачу от газов к стенкам деталей, образующих камеру сгорания. В результате эти детали могут прогорать. Повышение температур деталей вызывает увеличение количества теплоты, передаваемой в систему охлаждения, и соответствующий рост температуры охлаждающей жидкости. Все это ведет к уменьшению коэффициента наполнения и снижению мощности двигателя. В некоторых случаях при этом наблюдается дымление ОГ. Кроме того, ударные волны при своем отражении от стенок гильзы цилиндра разрушают находящуюся на них масляную пленку, что приводит к усиленному износу верхнего пояса гильзы и поршневых колец. Одновременно усиливается коррозионный износ гильзы под воздействием содержащихся в продуктах сгорания активных веществ, в частности окислов азота. Вибрационный характер нагрузки на поршень при наличии детонации может вызвать разрушение антифрикционного слоя в шатунных подшипниках.

В дизелях топливо впрыскивается форсункой в воздушный заряд, сжатый до давления выше 45 МПа и имеющий температуру 800...950 К. Для эффективного протекания горения топливо 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 воспламенение и сгорание – сложные процессы, включающие в себя физико-химическую подготовку топлива, воспламенение и горение.

При сгорании в дизеле выделяют четыре фазы (рис. 1.11):

- 1 – задержка воспламенения;
- 2 – самовоспламенение и быстрое горение;

- 3 – горение, сопровождаемое плавным изменением давления;
- 4 – догорание.

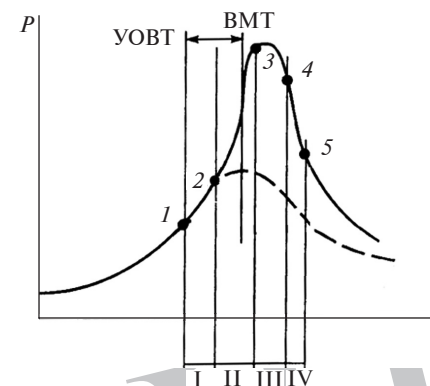


Рис. 1.11. Развернутая индикаторная диаграмма процесса сгорания в дизельном двигателе

Первая фаза начинается с момента поступления топлива в цилиндр (точка 1) и заканчивается в момент отрыва кривой сгорания от линии сжатия (точка 2). Впрыскивание топлива происходит до прихода поршня в ВМТ. Угол опережения впрыска топлива составляет 5...35° ПКВ.

Во время впрыскивания струя топлива, выходящая из форсунки под большим давлением, разбивается на мельчайшие капли, образуя факел распыления. При этом завихрения, которые придаются заряду сжимаемого воздуха, оказывают существенное влияние на развитие этого факела. Концентрация топлива в таком факеле изменяется по переменному сечению и длине. В ядре факела находятся наиболее крупные, а на периферии – наиболее мелкие капли, находящиеся друг от друга на значительных расстояниях. В течение времени задержки воспламенения происходят распад струи на капли, перемещение капель по объему камеры сгорания и их прогрев, частичное испарение и смешивание паров топлива с воздухом, развитие предпламенных процессов и возникновение очагов самовоспламенения.

На длительность периода задержки самовоспламенения влияют химические свойства топлива (его воспламеняемость), давление и температура заряда в начале впрыскивания топлива, тип камеры сгорания и интенсивность направленного движения за-

рядов, характеристика впрыскивания топлива и качество его распыливания, нагрузочный и скоростной режимы работы.

Воспламеняемость топлива оценивается цетановым числом. Цетановое число – процентное содержание цетана в смеси с  $\alpha$ -метилнафталином, эквивалентное по воспламеняемости в стандартных условиях испытываемому топливу. Чем оно выше, тем лучше воспламеняемость топлива. Для дизельных топлив цетановое число равно 45...60.

Вторая фаза начинается с момента отрыва кривой сгорания от линии сжатия (точка 2) до момента достижения максимального давления цикла (точка 3). В первую очередь сгорают однородные слои смеси топлива и воздуха, хорошо перемешанные между собой. Давление и температура во второй фазе быстро повышаются вследствие сгорания значительной части смеси испарившегося в первой фазе топлива с воздухом и топлива, впрыскиваемого во второй фазе. При этом фронт пламени распространяется очень быстро, в определенных случаях с образованием ударной волны, распространяющейся со скоростью звука. Максимальная скорость нарастания давления во второй фазе  $(dP/d\varphi)_{\max}$  характеризует жесткость процесса сгорания. Для автотракторных дизелей  $(dP/d\varphi)_{\max} = 0,4...1,0$  МПа/град ПКВ.

Второй характеристикой этой фазы сгорания является степень повышения давления  $\lambda_p = P_3/P_2$ . Чем выше  $(dP/d\varphi)_{\max}$  и  $\lambda_p$ , тем экономичнее работа дизеля, но при этом возрастают нагрузки на детали и их износ.

На развитие и длительность второй фазы влияют следующие факторы: продолжительность первой фазы и количество топлива, поданного в цилиндр за время периода задержки воспламенения; характер топливоподачи во второй фазе; качество распыления топлива; скорость движения заряда в камере сгорания; скоростной и нагрузочный режимы работы двигателя.

Таким образом, чем лучше испаряемость топлива и дольше период задержки воспламенения, тем вероятнее самовоспламенение взрывного характера, сопровождающееся возникновением ударных волн и вибраций давления. Продолжительность фазы – 10...20° ПКВ, при этом выделяется 35...45 % всей теплоты. Температура рабочего тела возрастает до 1600...1800 К.

Третья фаза – начало (точка 3) и окончание (точка 4) – момент, соответствующий достижению максимальной средней

температуры газов в цилиндре. К началу третьей фазы все несгоревшее топливо, поданное в цилиндр во время первых двух фаз, находится в виде капель или сгустков паров, которые отделены от зон со 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 ОГ, вызывает сильное дымление на выпуске.

На длительность третьей фазы влияют количество впрыскиваемого топлива после начала сгорания, качество его распыливания и скорость движения воздушного заряда. Ее продолжительность при полной нагрузке составляет 15...25° ПКВ, и выделяется еще 25...30 % теплоты, температура продолжает повышаться, достигая своего максимума в конце фазы – 1800...2200 К.

На развитие третьей фазы оказывают влияние качество распыливания топлива, скорость движения воздушного заряда, скоростной режим работы двигателя.

Четвертая фаза (догорание) составляет значительную часть такта расширения, и ее завершение соответствует примерно 70...100° после ВМТ. 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 составляет 90...95 %. Остальные 5...10 % теряются вследствие неполноты сгорания топлива.

**Процесс расширения.** Газы, расширяясь внутри цилиндра, совершают полезную работу. Процесс расширения на свернутой индикаторной диаграмме (см. рис. 1.7, 1.8) отображается линией  $z'zb$ . Расширение по линии  $z'z$  называется предварительным, расширение по линии  $zb$  – последующим. Во время процесса расширения осуществляется теплообмен между рабочим телом и окружающими его деталями. В начале процесса расширения происходит догорание топлива, за счет чего газы получают теплоту, однако по мере движения поршня к НМТ (в связи с постоянно увеличивающимся объемом) они и отдают теплоту в стенки цилиндра. Температура газов при протекании процес-

са расширения уменьшается, следовательно, изменяется перепад температуры между газами и стенками цилиндра. Кроме того, имеет место и утечка газов через неплотности поршневых колец, поэтому процесс последующего расширения является политропным с переменным показателем политропы  $n'_2$ .

При проведении тепловых расчетов пользуются величиной среднего показателя политропы расширения. Средним показателем политропы расширения  $n_1$  называется такой постоянный по величине показатель, при котором газы, расширяясь, совершают ту же работу, как и при переменном показателе.

Профессор В.А. Петров для среднего показателя политропы расширения  $n_1$  предложил следующее выражение:

$$n_1 = 1,22 - 130 / n.$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя.

Для двигателей с ИЗ давление в конце расширения

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}.$$

Температура дизеля в конце расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}},$$

где  $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$  – степень последующего расширения.

Для двигателя с принудительным воспламенением смеси уравнение для определения температуры в конце расширения будет выглядеть следующим образом:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}.$$

**Процесс выпуска.** В конце рабочего хода (см. рис. 1.8), когда поршень не дошел до НМТ, открывается выпускной клапан (точка  $b'$ ). Давление в цилиндре двигателя в этот момент значительно выше, чем в выпускном коллекторе, поэтому ОГ устремляются в коллектор. При этом, несмотря на то что поршень на участке  $b'-b$  движется к НМТ вследствие избыточного давления, значительная часть ОГ успевает покинуть цилиндр. По мере уменьшения

массы газа падает и давление в цилиндре. В точке  $b''$  давление газов в цилиндре и выпускном коллекторе выравнивается. Свободное истечение газов под действием избыточного давления прекращается. В процессе свободного выпуска (участок  $b'-b''$ ) цилиндр двигателя покидает более 50 % массы рабочего тела.

При окончании свободного выпуска поршень движется в направлении от НМТ к ВМТ и начинается фаза принудительного удаления продуктов сгорания из цилиндра. Процесс принудительного выпуска ОГ длится до тех пор, пока поршень не достигнет ВМТ, при этом из цилиндра удаляется 95...98 % массы газов, находящихся в цилиндре. Выпускной клапан закрывается в точке  $d$  после НМТ.

Предварительное открытие выпускного клапана до НМТ способствует более эффективной очистке цилиндра и уменьшает затраты энергии на удаление продуктов сгорания. Запаздывание закрытия выпускного клапана после ВМТ (за счет использования инерции выходящих из цилиндра остаточных газов и продувки камеры сгорания поступающим в цилиндр свежим зарядом) обеспечивает дополнительное удаление остаточных газов при продувке камеры сгорания.

Для двигателей с газотурбинным наддувом давление на впуске может быть больше, равно или меньше давления на выпуске, что определяется фазами газораспределения.

**Токсичность отработавших газов.** Так как рабочий процесс ДВС осуществляется по разомкнутому циклу, выброс в окружающую среду ОГ является неотъемлемым условием их работы. При идеальном сгорании стехиометрической смеси углеводородного топлива с воздухом в продуктах сгорания должны присутствовать только нетоксичные компоненты  $N_2$ ,  $CO_2$  и  $H_2O$ . В реальных же условиях ОГ содержат продукты неполного сгорания и представляют собой аэрозоль сложного состава, содержащий более 1000 компонентов. К токсичным веществам ОГ ДВС относят оксиды азота ( $NO_x$ ), сажу (С), альдегиды (RCHO), оксиды углерода (CO), углеводороды ( $C_nH_m$ ), в том числе канцерогенные полициклические ароматические углеводороды (ПАУ), оксиды серы и др.

Токсичность веществ – это мера их несовместимости с жизнью организма. Опасность вещества – это вероятность возникновения и развития отравления в реальных условиях.

Доказано, что продукты сгорания топлива накапливаются в воде, растениях, на сооружениях, в почве. В воздухе они могут превращаться в другие продукты, более токсичные, чем исходные.

При высоком содержании в малоподвижной и влажной атмосфере  $\text{NO}_2$ ,  $\text{O}_3$  и  $\text{C}_n\text{H}_m$  возникает туман коричневого цвета, который получил название *смог*. Смог является смесью жидких и газообразных компонентов, он раздражает глаза и слизистые оболочки, ухудшает видимость на дорогах.

Рассмотрим воздействие отдельных компонентов ОГ на человека.

**Оксиды азота ( $\text{NO}_x$ ).** Из десяти известных различных по составу оксидов 95...98 % приходится на  $\text{NO}$ , 2...5 % — на  $\text{NO}_2$ . Оксид азота — бесцветный газ, очень плохо растворимый в воде, окисляется до  $\text{NO}_2$  — газа красновато-бурого цвета с характерным запахом (плотность по воздуху 1,58). Оксиды азота, взаимодействуя с парами воды в воздухе, образуют азотную кислоту, разрушающую легочную ткань и вызывающую хронические заболевания. Концентрация  $\text{NO}_x$  в воздухе, равная 0,0001...0,0003 %, воспринимается по запаху, 0,0013 % — раздражает слизистую оболочку носа и глаз, 0,004...0,008 % — приводит к отеку легких. Оксиды азота вызывают необратимые изменения в сердечно-сосудистой и нервной системах, в соединении с углеводородами образуют токсичные нитроолефины. Воздействие  $\text{NO}_x$  на организм человека ничем не нейтрализуется.

**Оксид углерода  $\text{CO}$ .** Бесцветный газ без запаха и вкуса, очень плохо растворим в воде, плотность по воздуху — 0,97, горюч, с воздухом образует взрывчатые смеси, значительно активнее кислорода в соединении с гемоглобином крови (более чем в 200 раз). Вытесняя кислород из крови, нарушает перенос кислорода от легких к тканям. При этом наступает кислородное голодание, удушье. Если концентрация  $\text{CO}$  мала, то появляются субъективные ощущения: голова становится «тяжелой», сильная боль во лбу, в висках, в глазах — «туман», в висках — ощущение пульсации. В дальнейшем появляются головокружение, шум в ушах, чувство слабости, сонливость, рвота, учащается пульс и наступает потеря сознания.

Воздействие  $\text{CO}$  зависит от ее концентрации в воздухе: при концентрации 0,01 % (характерна для работы водителей в помещениях с ограниченным воздухообменом) при длительном

пребывании наступает хроническое отравление; 0,05 % — слабое отравление через 1 ч; 1 % — потеря сознания через несколько вдохов.

**Углеводороды  $\text{C}_n\text{H}_m$ .** Многочисленная группа соединений, из которых наибольшую опасность представляют канцерогенные ПАУ, включая бенз(α)пирен (БП)  $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ . Ароматические углеводороды обладают сильными отравляющими свойствами, воздействуют на процессы кроветворения, нарушают деятельность центральной нервной и мышечной систем. Некоторые ПАУ относятся к так называемым канцерогенным веществам, они не выводятся из организма человека, а со временем накапливаются в нем, способствуя образованию злокачественных опухолей.

Альдегиды (формальдегид, акролеин) вредно действуют на нервную систему и органы дыхания человека. Сильное раздражение слизистых оболочек носа и глаз наступает при концентрации формальдегида 0,18 %. Акролеин более ядовит и уже при концентрации 0,002 % вызывает сильное раздражение слизистых оболочек.

Бенз(α)пирен — кристаллическое вещество, сходное с нафталином. Непосредственный контакт канцерогенных веществ с живой тканью при постепенном накоплении до критических концентраций приводит к образованию злокачественных опухолей.

**Сажа.** Представляет собой твердый продукт, состоящий в основном из углерода (С). Кроме углерода, в саже содержится 1...3 % (по массе) водорода.

Частицы сажи засоряют дыхательные пути, вызывают хронические заболевания носоглотки и легких. Относительно крупные частицы сажи размером более 10 мкм задерживаются в верхних дыхательных путях и легко выводятся из организма, мелкие (0,1...10,0 мкм) оседают в легких и вызывают аллергию дыхательных путей. Но главные токсичные свойства сажи обусловлены не углеродом, а присутствием на ней адсорбированных канцерогенных ПАУ.

**Пути предотвращения загрязнения окружающей среды.** Снижение токсичности ДВС осуществляется по нескольким направлениям.

**Совершенствование систем топливоподачи и зажигания. Бензиновые двигатели.** Возрастание концентрации в ОГ таких компонентов, как  $\text{CO}$  и  $\text{C}_n\text{H}_m$ , по мере обогащения

смеси объясняется увеличением дефицита кислорода. С другой стороны, на очень бедных смесях концентрация  $C_n H_m$  возрастает из-за появляющихся пропусков воспламенения от искры.

Концентрация  $NO_x$  по мере обогащения смеси до  $\alpha \approx 1,05$  возрастает вследствие увеличения количества  $O_2$  в ОГ и температуры в процессе сгорания. При дальнейшем обеднении смеси определяющее значение приобретает снижение температуры сгорания.

Большое влияние на выброс  $NO_x$  и  $C_n H_m$  оказывает угол опережения зажигания  $\varphi_{оз}$ . Это влияние связано с тем, что при увеличении  $\varphi_{оз}$  возрастает температура процесса сгорания, а вместе с ней и количество образующихся  $NO_x$ . С уменьшением  $\varphi_{оз}$  сгорание все больше переносится на линию расширения, возрастает температура ОГ в конце процесса расширения и в системе выпуска, что обеспечивает более полное окисление  $C_n H_m$ .

Определенный вклад в снижение токсичности ОГ двигателей с искровым зажиганием внесло увеличение использования сжатого и сжиженного газов. Перевод двигателей на питание сжатым природным газом дает заметный экологический эффект из-за значительного отличия элементного состава природного газа и бензина. Например, при испытаниях в среднем регистрируется выброс CO в два раза,  $C_n H_m$  – на 15...40 %, а  $NO_x$  – на 15 % меньше норм по ОСТ 37.001.054–86. Одновременно при работе на сжатом газе регистрируется меньший выброс  $CO_2$  и отсутствие тяжелых углеводородов.

Резервы снижения токсичности ОГ бензиновых двигателей традиционной конструкции указанными выше способами к настоящему времени фактически исчерпаны, и это потребовало разработки и применения специальных мероприятий, без которых удовлетворение норм Евро-5 оказалось невозможным.

Активного снижения вредных составляющих ОГ достигают применением специальных устройств, устанавливаемых в систему выпуска. К ним относятся системы рециркуляции; каталитические, термические и жидкостные нейтрализаторы.

*Дизельные двигатели.* Токсичность и дымность ОГ дизелей с неразделенной камерой сильно зависят от мелкости распыливания топлива, интенсивности вихревого движения заряда и согласования ее с параметрами факела и частотой вращения коленчатого вала.

В дизелях с пристеночным смесеобразованием, особенно на режимах пуска и прогрева, имеет место повышенный выброс  $C_n H_m$  и CO.

Совершенствование процессов смесеобразования и сгорания заключается в поиске компромисса между выбросами  $NO_x$ , частиц и топливной экономичностью.

При этом следует иметь в виду, что уменьшение выброса CO,  $C_n H_m$  и сажи сопровождается улучшением топливной экономичности.

Повышение скорости сгорания вызывает рост выброса  $NO_x$ , хотя топливная экономичность при этом также улучшается.

Наконец, совершенствование процессов смесеобразования и сгорания существенно осложняется тем, что мероприятия, ведущие к уменьшению выброса частиц, как правило, вызывают рост выброса  $NO_x$ .

Например, распыливание топлива на более мелкие капли улучшает полноту сгорания и снижает тем самым выброс частиц, но возрастающие температуры цикла обуславливают увеличение образования  $NO_x$ .

Дизели грузовых автомобилей имеют, как правило, неразделенную камеру сгорания. Что же касается дизелей в существующем ныне парке легковых автомобилей, то примерно 80 % из них имеют вихревую камеру или предкамеру. Современная тенденция развития дизелей для легковых автомобилей выражается в переходе от разделенных камер к неразделенным, что позволит улучшить топливную экономичность примерно на 15 %. Для легковых автомобилей созданы дизели с неразделенной камерой сгорания, которые могут работать с минимальным удельным расходом топлива 200 г/кВт·ч.

Новые модели дизелей все чаще имеют по четыре клапана на каждый цилиндр. В этом случае и форсунка, и камера сгорания располагаются по оси цилиндра, что облегчает организацию смесеобразования и сгорания. Кроме того, появляется возможность управлять интенсивностью движения заряда и добиваться одновременно снижения выброса частиц и  $NO_x$ , особенно на средних нагрузках.

При наддуве обычно увеличивают  $\alpha$  по внешней скоростной характеристике, что способствует снижению токсичности ОГ и выброса частиц. Это снижение увеличивается при использовании

промежуточного охлаждения воздуха, так как при этом возрастает концентрация кислорода в заряде. Например, дизели с турбонаддувом и промежуточным охлаждением воздуха позволяют по сравнению с безнаддувными дизелями снизить выброс  $\text{NO}_x$  и частиц примерно на 30 %, а улучшение топливной экономичности при этом доходит до 8 %. Поэтому, несмотря на то что в производстве дизель с наддувом примерно на 20 % дороже безнаддувного, он имеет бесспорные перспективы.

Характеристики впрыскивания и распыливания топлива оказывают очень большое влияние на смесеобразование и сгорание топлива, а следовательно, на образование и выброс токсичных веществ.

Чтобы избежать повышенного выброса  $\text{NO}_x$  и снизить шум, подачу топлива в начале впрыскивания (примерно в течение периода задержки воспламенения) желательно уменьшить. Радикальным в этом смысле решением может быть так называемое ступенчатое впрыскивание. С другой стороны, увеличение длительности впрыскивания и растянутый конец подачи вызывают повышенное сажеобразование и, как следствие этого, увеличение выброса частиц.

Повышение давления впрыскивания — основной способ улучшения мелкости распыливания. В связи с этим современные насосы с электронным управлением (насос-форсунка, встроенный односекционный, роторный распределительный или аккумуляторная система с электрогидравлической форсункой) уже обеспечивают для высокооборотных дизелей с наддувом давление впрыскивания порядка 130...180 МПа, а на ближайшее будущее предусматривается его увеличение до 200 МПа.

Угол опережения впрыскивания  $\varphi_{\text{впр}}$  обуславливает значительное изменение длительности периода задержки воспламенения и доли топлива, впрыснутого за этот период, что сказывается на продолжительности диффузионного сгорания. Например, если  $\varphi_{\text{впр}}$  сокращается, то доля топлива, впрыснутого до начала быстрого сгорания, становится меньше, а дымность ОГ соответственно возрастает.

При уменьшении  $\varphi_{\text{впр}}$  в результате снижения температуры сгорания образование  $\text{NO}_x$  значительно замедляется, но при этом топливная экономичность несколько ухудшается. Несмотря на это, современные дизели на ряде режимов работают с началом впрыскивания в ВМТ или даже на 1...3° после ВМТ.

**Рециркуляция ОГ. Бензиновые двигатели.** Рециркуляция осуществляется посредством перепуска отработавших газов из системы выпуска во впускную систему. В основном рециркуляция ОГ используется для уменьшения выбросов  $\text{NO}_x$ .

Практика показала, что при рециркуляции 15...20 % уменьшение выброса  $\text{NO}_x$  может достигать 60...80 %. Ухудшение топливной экономичности наблюдается обычно при рециркуляции менее 10 %. При этом в двигателях с быстрым сгоранием увеличение  $g_c$  начинается при больших значениях степени рециркуляции. Чтобы избежать значительного увеличения  $g_c$  и выброса  $\text{C}_n\text{H}_m$ , обычно рециркуляция не превышает 20 %.

**Дизельные двигатели.** Как и в двигателях с искровым зажиганием, рециркуляция ОГ используется в дизелях с целью уменьшения выброса  $\text{NO}_x$ .

При увеличении степени рециркуляции возрастает длительность задержки самовоспламенения и уменьшается скорость тепловыделения. Эти эффекты усиливаются при охлаждении рециркулирующих газов. На полных нагрузках рециркуляция вызывает значительный рост выброса сажи, поэтому она особенно целесообразна на средних нагрузках.

Охлаждение рециркулирующих газов приводит к уменьшению выброса  $\text{NO}_x$  и частиц при сопоставимых степенях рециркуляции. Этот эффект более значим при больших степенях рециркуляции.

Для высокооборотного дизеля с наддувом, аккумуляторной системой впрыскивания и электрогидравлической форсункой исследования показали высокую эффективность охлаждения рециркулирующих газов (снижение  $\text{NO}_x$  и дымности ОГ при неизменном расходе топлива), если обеспечить оптимальное управление степенью рециркуляции и охлаждением ОГ.

**Нейтрализация ОГ. Бензиновые двигатели.** Для снижения выбросов токсичных веществ широко используется специальная обработка (нейтрализация) отработавших газов в выпускной системе двигателя. Устройства, предназначенные для обработки ОГ, называются нейтрализаторами. Сейчас используются нейтрализаторы трех типов: каталитические, жидкостные и термические. В первых процессы нейтрализации интенсифицируются за счет применения катализаторов, в последних — за счет высокой температуры с добавлением к ОГ воздуха.

**Окислительные каталитические нейтрализаторы** предназначены для окисления  $\text{CO}$  и  $\text{C}_n\text{H}_m$ . Чтобы эти реакции успели завер-

шиться за короткое время, в течение которого ОГ проходят через нейтрализатор, в последнем необходимо создать окислительную среду и поддерживать температуру в пределах 250...800 °С. При  $t < 250$  °С эффективность катализатора невелика, а при  $t > 1000$  °С наступает дезактивация нейтрализатора (в результате спекания мелких кристаллов платины), что приводит к разрушению участков платиновой поверхности. Дезактивация катализатора особенно велика в течение первых 20 тыс. км пробега, а далее до 80 тыс. км пробега она, как правило, мала. Особенно быстро дезактивация наступает при использовании этилированного бензина, поэтому работа на нем недопустима. При эксплуатации температура в нейтрализаторе находится в пределах 400...600 °С, для чего его располагают вблизи выпускного коллектора. Катализаторы, используемые для ускорения окисления CO и  $C_nH_m$ , обычно содержат 12 г платины и палладия. Каталитическое превращение CO при  $t > 400$  °С может достигать 95...99 %.

Применение каталитического окислительного нейтрализатора целесообразно, если каким-либо иным способом можно обеспечить выбросы оксидов азота ниже значений, разрешенных нормами. Поиски и разработки таких способов сейчас интенсивно ведутся многими фирмами. Практика же показала, что для современных автомобилей с традиционными двигателями с искровым зажиганием выполнение жестких норм на выброс  $NO_x$  путем использования рециркуляции и позднего зажигания невозможно, потому требуется использование трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.

Для нейтрализации образующегося в процессе сгорания смеси оксида азота NO используются реакции его восстановления до азота  $N_2$  и аммиака  $NH_3$ . В качестве восстановителей используются находящиеся в ОГ CO,  $C_nH_m$  и  $H_2$ . При работе двигателя на стехиометрической смеси основным продуктом восстановления NO является  $N_2$ , а на богатых смесях больше образуется  $NH_3$ .

Для того чтобы после восстановления NO образовывалось больше  $N_2$  и меньше  $NH_3$ , катализатор помимо платины (Pt) должен содержать родий (Rh). Соотношение в катализаторах количества Pt и Rh близко к 5.

*Термические нейтрализаторы.* Термический нейтрализатор представляет собой реакционную камеру, в которой при высокой температуре (порядка 900 °С) происходит окисление CO и  $C_nH_m$ . Если двигатель работает на обогащенной смеси, то требуется по-

дача воздуха перед нейтрализатором с помощью довольно мощного компрессора. Топливная экономичность двигателя в этом случае будет невысокой.

*Жидкостные нейтрализаторы (ЖН).* Подавляющее количество разработанных и эксплуатируемых ЖН относится к типу барботажных с объемными скоростями 500...3700 ч<sup>-1</sup>. Применяются также ЖН поверхностные, пленочные, центробежного действия и др.

Принцип действия ЖН основан на пропускании ОГ через слой нейтрализующего раствора. Заполненные водным раствором ЖН интенсивно поглощают сажу, альдегиды, окислы азота и бенз(α)пирен, но не улавливают CO и  $C_nH_m$ .

При всей конструктивной простоте использование ЖН в условиях ограниченного воздухообмена нежелательно ввиду повышенного парообразования, возможности выброса капель химически активного раствора, необходимости утилизации отработанных растворов, обладающих кислотными свойствами.

*Дизельные двигатели.* Главные трудности, которые сильно осложняют улучшение экологических показателей дизелей путем совершенствования процессов смесеобразования и сгорания, связаны с тем, что мероприятия, способствующие уменьшению  $NO_x$ , как правило, вызывают рост выброса частиц. С другой стороны, использование нейтрализаторов затруднено из-за наличия большого количества частиц сажи и кислорода (нейтрализация  $NO_x$ ) в ОГ, а также их относительно невысокой температуры. Поэтому снижение токсичности дизельных двигателей ведется по следующим направлениям.

В настоящее время применение для дизелей получили лишь каталитические окислительные нейтрализаторы. Они достаточно широко используются для быстроходных дизелей легковых автомобилей и небольших грузовиков: температура ОГ этих дизелей достаточна для окисления  $C_nH_m$ , CO, растворимых органических составляющих частиц и альдегидов, но при этом недостаточна для образования большого количества сульфатов. При высоких температурах в нейтрализаторе сначала выходящий из цилиндров  $SO_2$  окисляется до  $SO_3$ , а затем  $SO_3$  реагирует с парами воды, органическими и неорганическими частицами, образуя сульфаты, которые существенно увеличивают количество частиц. Так как дизель всегда работает на бедной смеси, дополнительной подачи воздуха в систему выпуска с окислительным нейтрализатором не требуется; с другой стороны, наличие частиц в ОГ снижает долговечность нейтрализатора.

После обработки ОГ дизелей в каталитическом окислительном нейтрализаторе при температуре выше 300 °С концентрация СО уменьшается на 85...90 %, а  $C_nH_m$  – на 75...80 %.

Использовать для дизелей обычный трехкомпонентный нейтрализатор для уменьшения выброса  $NO_x$  не представляется возможным, так как он эффективно функционирует только при  $\alpha = 1$ .

Свойства дизтоплива оказывают заметное влияние на эмиссию токсичных веществ. Известно, что добавка к дизтопливу в количестве до 1 % антидымных присадок, например на основе бария, марганца или тетраэтилсвинца, позволяет в несколько раз понизить дымность ОГ и содержание в них альдегидов и бензопирена. Использование спиртов в качестве добавок к дизельному топливу сопровождается значительным снижением дымности ОГ при одновременном уменьшении выбросов  $NO_x$  и СО. Однако выбросы  $C_nH_m$  при этом сильно возрастают.

*Система SCR* (Selective Catalytic Reduction – избирательное каталитическое восстановление) предназначена для снижения уровня выбросов  $NO_x$ , содержащихся в ОГ. Система SCR основывается на использовании раствора мочевины AdBlue, который заливается в специальный бак, расположенный рядом с топливным. Раствор из бака подается насосом к форсунке, установленной на выпускном трубопроводе дизеля. Форсунка по команде блока управления впрыскивает дозированное количество мочевины в поток ОГ перед восстановительным катализатором. По пути к катализатору, на так называемом гидролизном участке, мочевина распадается на аммиак ( $NH_3$ ) и углекислый газ ( $CO_2$ ). В восстановительном катализаторе аммиак вступает в реакцию с оксидами азота ( $NO_x$ ), образуя азот ( $N_2$ ) и воду ( $H_2O$ ). Эффективность системы SCR определяется датчиком  $NO_x$ , по сигналу которого блок управления корректирует подачу раствора мочевины.

**Фильтрация ОГ** используется только у дизельных двигателей. Очистить ОГ от частиц с помощью соответствующих фильтров (ловушек) можно сравнительно легко. Однако фильтры при этом быстро забиваются, а противодействие на выпуске сильно возрастает. Очистка самих фильтров представляет собой очень сложную проблему. Ее можно решать или путем замены фильтрующих элементов, или путем их регенерации на борту автомобиля.

В качестве фильтрующих элементов сажевых фильтров широко применяется пористая керамика на базе магнезиево-алюминие-

вого силиката (кордиерита) –  $2MgO \cdot 2Al_2O_3 \cdot 5SiO_2$ . Этот материал обеспечивает требуемую химическую и термическую стойкость.

Сажевые фильтры могут непрерывно работать, пока их сопротивление не будет достигать 11 кПа. Затем сажевый фильтр следует регенерировать. Периодичность регенерации фильтрующего элемента зависит от его объема (сажеемкости) и режимов работы двигателя.

Удельный выброс частиц у дизелей составляет 0,2...10 г/кВтч, поэтому трудно обеспечить работу сажевого фильтра в расчете на полную рабочую смену. В связи с этим на транспортных средствах устанавливают специальные пламенные выжигатели, работающие на дизельном или газовом топливе. В последнем случае используются специальные горелки, обеспечивающие автоматическое выжигание отложений на фильтре. Для снижения температуры выжигания от 650 до 450 °С керамические элементы сажевого фильтра пропитывают катализатором на основе металлов платины или Cu–Fe. Пропитка катализатором снижает содержание в ОГ окислов углерода и углеводородов. Электрические выжигающие устройства применяются в тех случаях, когда есть возможность подключаться к электрической сети. Выжигание сажи проводят при неработающем двигателе. Нагревательный элемент – проволочная сетка или же сам фильтрующий элемент, его пористое каталитическое покрытие выполняется из окислов меди.

Существует несколько вариантов очистки ОГ от сажи сепарирующими устройствами, циклонами, а также разработан электростатический способ очистки ОГ, при котором происходит зарядка частиц ионизированным газом с последующим их осаждением на осадительном электроде.



### Контрольные вопросы

1. Что называется действительным циклом двигателя?
2. Чем действительный цикл двигателя отличается от идеального?
3. Что называют индикаторными диаграммами?
4. Как изображается свернутая индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя с искровым зажиганием и дизеля?
5. Для чего предназначен процесс впуска в двигателях?
6. Почему впускные и выпускные клапаны открываются и закрываются не в ВМТ и НМТ?

7. Что называется коэффициентом наполнения?
8. Какие значения степени сжатия принимаются для различных типов двигателя и почему?
9. Как протекает процесс сгорания в двигателях с ИЗ и дизелях?
10. Что называется коэффициентом избытка воздуха?
11. Каким показателем характеризуется жесткость процесса сгорания?
12. Как определяется средний показатель политропы расширения?
13. Какими показателями оценивается токсичность отработавших газов?
14. Какие пути используют для предотвращения загрязнения окружающей среды?

#### 1.4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ, ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

**Индикаторные показатели.** Индикаторными называют показатели, характеризующие работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя. Они определяют эффективность использования рабочего объема двигателя и степень преобразования выделяемой теплоты в полезную работу внутри цилиндров. К индикаторным показателям относятся: индикаторная работа  $L_i$ , индикаторная мощность  $N_i$ , среднее индикаторное давление  $P_i$ , индикаторный КПД  $\eta_i$ , удельный индикаторный расход топлива  $g_i$ .

Работа, которую совершают газы при расширении и перемещении поршня внутри цилиндра, получается в результате частичного преобразования теплоты, выделяемой при сгорании топлива. Эту работу называют индикаторной. Индикаторная работа газов в одном цилиндре за один цикл называется работой цикла. Она может быть определена с помощью индикаторной диаграммы, построенной по данным теплового расчета двигателя (рис. 1.12).

Площадь  $F_r$ , ограниченная контуром  $a-c-z'-z-b-a$  расчетной индикаторной диаграммы, будет в соответствующем масштабе представлять теоретическую индикаторную работу газов в одном цилиндре за цикл  $L_r'$ . Причем площадь  $F_r$  верхней петли этой диаграммы, ограниченной контуром  $a-c-z'-z-b-a$ , характеризует положительную работу газов за цикл  $L_r'$ , а площадь нижней петли, ограниченной контуром  $a-r-b''-a$ , — работу  $\Delta L_i$ , затра-

ченную на насосные ходы поршня для газообмена в цилиндре (за счет работы газов в других цилиндрах или за счет кинетической энергии движущихся масс).

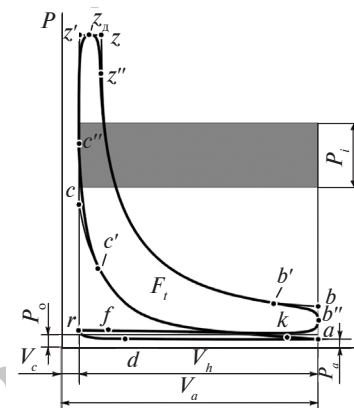


Рис. 1.12. Действительная и расчетная индикаторные диаграммы четырехтактного дизеля

Площадь верхней петли действительной индикаторной диаграммы  $F_d$ , ограниченная контуром  $a-c'-c''-z''-b''-a$ , примерно на 5 % меньше площади верхней петли расчетной диаграммы  $F_r$ . Это объясняется изменениями действительного давления газа в цилиндре от расчетного вследствие опережения зажигания (или впрыскивания топлива), опережения выпуска ОГ и отличия действительного подвода теплоты от теоретического. Уменьшение площади расчетной диаграммы по указанным причинам учитывается с помощью коэффициента полноты диаграммы  $\varphi_n = F_d/F_r$ . Значения коэффициента полноты диаграммы в зависимости от типа четырехтактного двигателя находятся в пределах от 0,92 до 0,97.

Среднее индикаторное давление  $P_i$  — условное, постоянное по величине давление в цилиндре двигателя, которое, действуя на поршень в течение одного хода, совершает работу, равную работе газов за весь цикл.

Если обозначить работу газов за цикл в одном цилиндре двигателя  $L_i$ , то

$$L_i = P_i F S = P_i V_h,$$

где  $F$  — площадь поршня;  $S$  — ход поршня;  $V_h$  — рабочий объем одного цилиндра.

Из предыдущего уравнения

$$P_i = \frac{L_i}{V_h},$$

т. е. среднее индикаторное давление определяет индикаторную работу цикла, приходящуюся на единицу рабочего объема цилиндра. Таким образом, этот показатель оценивает степень эффективности использования рабочего объема цилиндра.

Графически теоретическое среднее индикаторное давление  $P'_i$  представляет высоту прямоугольника, построенного на основании  $V_h$ , площадь которого равна площади верхней петли расчетной индикаторной диаграммы. Отсюда величина  $P'_i$  может быть определена путем вычисления площади верхней петли расчетной индикаторной диаграммы и деления ее на длину диаграммы.

Величина индикаторной мощности (работа, совершаемая газами за 1 с)

$$N_i = \frac{P'_i V_h n i}{30\tau},$$

где  $\tau$  – тактность ( $\tau = 4$  и  $\tau = 2$ );  $i$  – число цилиндров двигателя;  $n$  – частота вращения коленчатого вала.

Индикаторным КПД двигателя называется отношение индикаторной работы к теплоте, затраченной на получение этой работы:

$$\eta_i = \frac{L_i}{q_i} = \frac{3,6 \cdot 10^3 N_i}{H_u G_\tau}.$$

Индикаторный КПД характеризует экономичность действительного цикла. Он всегда меньше термодинамического КПД идеального цикла вследствие дополнительных потерь в действительном цикле, которые не учитываются при определении  $\eta_i$ .

Для оценки степени уменьшения использования теплоты в действительном цикле по сравнению с термодинамическим используют относительный КПД  $\eta_o$ :

$$\eta_o = \frac{\eta_i}{\eta_t}.$$

Существующие двигатели имеют относительный КПД, находящийся в пределах  $\eta_o = 0,6 \dots 0,9$ .

Другим показателем, который характеризует экономичность действительного цикла, является удельный индикаторный расход топлива – расход топлива, приходящийся на единицу развиваемой двигателем индикаторной мощности в единицу времени:

$$g_i = \frac{G_\tau 10^3}{N_i}.$$

Удельный индикаторный расход топлива и индикаторный КПД связаны между собой соотношением

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u}.$$

Мощность, снимаемая с коленчатого вала, меньше индикаторной мощности, что обусловлено следующими механическими потерями.

*Потери мощности на трение* ( $N_{тр}$ ) составляют большую часть всех механических потерь. Основные потери приходятся на следующие пары трения:

- 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 мощности на совершение насосных ходов поршня* ( $N_{нас}$ ) (или насосные потери). Для того чтобы подать свежий заряд в цилиндр и удалить ОГ, необходимо затратить энергию. Величина этих потерь определяется величиной сопротивления впускных и выпускных трубопроводов, которое возрастает с увеличением частоты вращения в двигателях с ИЗ и степени прикрытия дроссельной заслонки.

*Потери мощности на привод вспомогательных механизмов* ( $N_{пр}$ ). К вспомогательным механизмам относятся жидкостный, масляный и топливный насосы, генератор, прерыватель-распределитель, вентилятор. Данный вид потерь зависит от конструкции этих агрегатов, их размеров и технического состояния.

*Потери мощности на механический привод компрессора* ( $N_k$ ). Эти потери характерны для двигателей с наддувом (механиче-

ским приводом нагнетателя от коленчатого вала), сюда не относятся двигатели с турбонаддувом, так как у них для привода компрессора используется кинетическая энергия отработавших газов.

*Гидравлические потери мощности* ( $N_r$ ) учитывают затрату мощности на преодоление сопротивления движению деталей кривошипно-шатунного механизма в картерном пространстве.

*Вентиляционные потери* ( $N_v$ ).

Таким образом, внутренние потери индикаторной мощности, т. е. мощность механических потерь, представляют собой сумму вышеперечисленных видов потерь. *Мощность механических потерь* – мощность, затрачиваемая на преодоление внутренних сопротивлений и привод компрессора или продувочного насоса.

$$N_{м.п} = N_{тр} + N_{нас} + N_{пр} + N_{к} + N_{г} + N_{в}.$$

Кроме мощности  $N_{м.п}$ , механические потери оцениваются средним давлением механических потерь, под которым подразумевается удельная работа механических потерь при осуществлении одного цикла, или работа механических потерь, приходящаяся на единицу рабочего объема цилиндра.

По аналогии с индикаторным давлением можно записать:

$$P_m = \frac{L_{м.п}}{V_h},$$

где  $L_{м.п}$  – работа механических потерь.

Механические потери в двигателе оцениваются механическим КПД  $\eta_m$ , представляющим собой отношение мощности, снимаемой с коленчатого вала (эффективной мощности), к индикаторной мощности:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_{м.п}}{N_i} = 1 - \frac{N_{м.п}}{N_i} \quad \text{или} \quad \eta_m = \frac{P_e}{P_i}.$$

Механический КПД характеризует степень снижения индикаторной мощности при передаче ее к выходному валу двигателя и зависит в основном от скоростного, нагрузочного и теплового режимов работы, а также от качества и свойств смазывающего масла.

**Эффективные показатели двигателя.** Эффективными называются показатели, характеризующие работу двигателя, которая «снимается» с коленчатого вала двигателя и полезно ис-

пользуется. К числу эффективных показателей относятся среднее эффективное давление, эффективная мощность, крутящий момент, эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива.

*Среднее эффективное давление* – условное постоянное давление в цилиндре двигателя, при котором работа, произведенная рабочим телом за один такт, равнялась бы эффективной работе двигателя. Среднее эффективное давление характеризует полезную работу, получаемую за один цикл с единицы рабочего объема цилиндра:

$$P_e = \frac{L_e}{V_h} = \frac{L_i - L_{м.п}}{V_h} \quad \text{или} \quad P_e = P_i - P_{м.п}.$$

*Эффективная мощность* – мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя. Эта мощность передается трансмиссии трактора или автомобиля, она меньше индикаторной на величину мощности, затрачиваемой на преодоление механических потерь, т. е.

$$N_e = N_i - N_{м.п}.$$

По аналогии с индикаторной мощностью

$$N_e = \frac{P_e V_h n i}{30 \tau}. \quad (1.4)$$

Крутящий момент – средний за цикл момент, передаваемый от коленчатого вала силовой передаче автомобиля, – определяется из выражения эффективной мощности:

$$N_e = \frac{M_k \omega}{10^3},$$

где  $\omega = \frac{\pi n}{30}$  – угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Тогда

$$M_k = \frac{N_e 10^3}{\omega} = \frac{N_e 10^3 30}{\pi n} = 9550 \frac{N_e}{n}.$$

С учетом выражения (1.4) можно записать:

$$M_k = 10^3 \frac{P_e V_h i}{\pi \tau}.$$

Степень использования теплоты с учетом механических потерь в двигателе определяется эффективным КПД  $\eta_e$  и эффективным удельным расходом топлива  $g_e$ .

*Эффективный КПД* – это отношение количества теплоты  $L_e$ , преобразованной в полезную эффективную работу на валу двигателя при сгорании в его цилиндрах 1 кг топлива, к теплоте сгорания топлива  $H_u$ .

$$\eta_e = \frac{L_e}{q_i} = \frac{L_i - L_m}{q_i} = \frac{L_i \eta_m}{q_i} = \eta_i \eta_m,$$

или (так как  $\eta_i = \eta_i \eta_o$ )  $\eta_e = \eta_i \eta_o \eta_m$ .

*Эффективный удельный расход топлива* – расход топлива, приходящегося на один киловатт эффективной мощности в течение часа.

$$g_e = \frac{G_f 10^3}{N_e}.$$

Взаимосвязь  $\eta_e$  и  $g_e$  определяется выражением

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e H_u}.$$

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 форсирования двигателя.

$$N_l = \frac{N_e}{V_h} = \frac{P_e n}{30\tau}.$$

Поршневая мощность – эффективная мощность, отнесенная к 1 дм<sup>2</sup> площади сечения цилиндра.

$$N_n = \frac{N_e}{F_n i} = N_l S,$$

где  $F_n$  – площадь поршня;  $S$  – ход поршня.

Литровая мощность дизелей без наддува находится в пределах 12...15 кВт/л и уступает аналогичному показателю двигателей с ИЗ – 20...50 кВт/л. Для дизелей с наддувом литровая мощность достигает 35 кВт/л.

**Экологические требования к двигателям.** Уменьшение токсичности ОГ достигается в результате законодательного ограничения выброса вредных веществ. С этой целью разработаны стандарты и правила, устанавливающие предельно допустимые нормы выброса CO, CH и NO<sub>x</sub>. Кроме того, для дизелей установлены нормы на допустимую дымность ОГ. В последнее время от нормирования дымности ОГ многие страны перешли к нормированию частиц. Нормы на допустимые токсичные выбросы с ОГ устанавливаются из условий обеспечения санитарных норм на предельно допустимые концентрации токсичных веществ в атмосфере на улицах городов с интенсивным движением автомобилей. С ростом автомобильного парка вводятся все более жесткие нормы. Для того чтобы заводы могли своевременно разрабатывать мероприятия, требующиеся для выполнения законодательных норм, они публикуются заблаговременно.

Нормирование токсичности ОГ является главным стимулом к созданию автомобилей с требуемыми экологическими показателями.

Впервые нормирование токсичности ОГ и картерных газов было введено в 1959 г. в штате Калифорния (США). В 1968 г. в США был утвержден Государственный (федеральный) стандарт, основой которого явился Калифорнийский стандарт.

С 1970 г. Европейской экономической комиссией ООН рекомендованы единые для государств Европы Правила оценки токсичности ОГ и картерных газов (Правила № 15 и № 49). С 2000 г. в странах Европейского экономического сообщества должны выполняться Правила № 83.03, № 49 и № 24.

В СССР нормирование токсичности ОГ началось в 1970 г. (ГОСТ 16533-70).

В настоящее время существуют разные стандарты, разработанные для США, Европы и Японии (регионы с наиболее жестким нормированием выбросов). Эти стандарты постоянно совершенствуются, а нормы становятся все более жесткими. При этом сформировалась четкая тенденция приближения европейских стандартов к стандартам США, а наши стандарты уже сейчас во многом идентичны Правилам № 83.03 ЭЭК ООН, предусматривающим пять типов испытаний.

В таблице 1.1 приведены европейские нормы на выбросы токсичных веществ и дымность ОГ согласно Директиве 70/220/ЕЕС

для двигателей грузовых автомобилей категории N1 массой свыше 1760 кг.

Таблица 1.1

**Выброс загрязняющих веществ двигателями**

Двигатель	Нормы токсичности	Дата введения	Уровень выбросов, г/км				
			CO	CH	CH + NO <sub>x</sub>	NO <sub>x</sub>	Твердые частицы
Дизельный	Евро-3	2001	0,95	—	0,86	0,78	0,1
	Евро-4	2006	0,74	—	0,46	0,39	0,06
	Евро-5	2010	0,74	—	0,35	0,28	0,005
	Евро-6	2015	0,74	—	0,215	0,125	0,005
Бензиновый	Евро-3	2001	5,22	0,29	—	0,21	—
	Евро-4	2006	2,27	0,16	—	0,11	—
	Евро-5	2010	2,27	0,16	—	0,082	0,005*
	Евро-6	2015	2,27	0,16	—	0,082	0,005*

\* Применимо только к двигателям с непосредственным впрыском топлива

**Контрольные вопросы**

1. Какие показатели работы двигателя относятся к индикаторным?
2. Как определяются индикаторная работа цикла, индикаторная мощность, индикаторный КПД?
3. Что относится к механическим потерям двигателя?
4. Как определяются среднее эффективное давление, эффективная мощность, крутящий момент, эффективный КПД, удельный эффективный расход топлива?
5. Какие экологические требования предъявляются к двигателям?

**1.5. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ**

Распределение теплоты, вводимой в двигатель с топливом, на полезную работу и на различные потери называется внешним тепловым балансом. Внешний тепловой баланс определяется опытным путем и выражается в абсолютных или относительных величинах его составляющих.

Для определения характера использования теплоты и способов его улучшения, возможности утилизации тепловых потерь,

расчета системы охлаждения служит уравнение внешнего теплового баланса, в абсолютных величинах имеет вид:

$$q = q_e + q_{\text{охл}} + q_m + q_r + q_{\text{н.с}} + q_{\text{ост}},$$

где  $q$  – общее количество теплоты, введенное в двигатель с топливом за определенное время;  $q_e$  – теплота, эквивалентная эффективной работе;  $q_{\text{охл}}$  – количество теплоты, передаваемой охлаждающей жидкости;  $q_m$  – количество теплоты, передаваемой смазочному материалу (при наличии на двигателях масляных радиаторов);  $q_r$  – количество теплоты, теряемое с ОГ;  $q_{\text{н.с}}$  – теплота, не выделившаяся в двигателе вследствие неполноты сгорания;  $q_{\text{ост}}$  – остаточные потери теплоты, не учтенные остальными составляющими теплового баланса, например, теплота, рассеиваемая в окружающую среду внешними поверхностями двигателя.

В процентном отношении уравнение теплового баланса можно записать в виде:

$$q_e + q_{\text{охл}} + q_m + q_r + q_{\text{н.с}} + q_{\text{ост}} = 100 \%,$$

где  $q_e = \frac{q_e}{q} 100 \%$ ;  $q_{\text{охл}} = \frac{q_{\text{охл}}}{q} 100 \%$ ;  $q_m = \frac{q_m}{q} 100 \%$ ;  $q_r = \frac{q_r}{q} 100 \%$ ;

$$q_{\text{н.с}} = \frac{q_{\text{н.с}}}{q} 100 \%; \quad q_{\text{ост}} = \frac{q_{\text{ост}}}{q} 100 \%.$$

Общее количество теплоты  $q$  за 1 ч работы определяется по низшей теплоте сгорания топлива  $H_u$  и его часовому расходу  $G_T$ :

$$q = H_u G_T.$$

Количество полезно используемой теплоты, эквивалентное эффективной работе двигателя за 1 ч, определяется по формуле

$$q_e = q \eta_e = H_u G_T \eta_e.$$

Тепловые потери в охлаждающую среду 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;  $t_{\text{вых}}$ ,  $t_{\text{вх}}$  – соответственно температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя и входе в него.

Тепловые потери в систему смазки определяются при наличии на двигателе масляного радиатора, в противном случае они

входят в остаточные потери теплоты. Потери теплоты определяются по формуле

$$q_M = c_M(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})G_M,$$

где  $c_M$  — теплоемкость смазывающего масла;  $G_M$  — расход масла через радиатор;  $t_{\text{вых}}$ ,  $t_{\text{вх}}$  — соответственно температура масла на выходе из двигателя и входе в него.

Потери теплоты с ОГ определяют по упрощенной формуле, предположив, что количество газов  $G_{\text{газ}}$  равно сумме количеств поступившего воздуха  $G_B$  и топлива  $G_T$ .

$$q_r = c_p(t_r - t_o)(G_B + G_T),$$

где  $c_p$  — средняя теплоемкость отработавших газов при постоянном давлении;  $t_r$  — температура отработавших газов;  $t_o$  — температура окружающей среды.

Потери теплоты вследствие неполноты сгорания топлива определяются только для двигателей с искровым зажиганием при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha < 1$ .

$$q_{н.с} = 120(1 - \alpha)t_o G_T.$$

Остаточный член теплового баланса может быть определен как разность:

$$q_{\text{ост}} = q - (q_e + q_{\text{охл}} + q_M + q_r + q_{н.с}).$$

Остаточный член теплового баланса включает теплоту, затраченную на совершение работы трения (за вычетом той части, которая отведена в охлаждающую среду); теплоту, затраченную на работу привода вспомогательных механизмов; теплоту, эквивалентную кинетической энергии отработавших газов; потери теплоты на излучение нагретых внешних поверхностей двигателя и др.

Теплоту  $q_{\text{охл}}$  и  $q_M$  используют при расчете систем охлаждения, смазки и наддува.

По величине  $q_{н.с}$  можно судить о степени неполноты сгорания и определить пути повышения теплоиспользования.



### Контрольные вопросы

1. Что такое уравнение внешнего теплового баланса двигателя?
2. Как записывается уравнение теплового баланса в процентном отношении?

3. От чего зависят тепловые потери в охлаждающую среду и в систему смазки?
4. Как определяются потери теплоты с отработавшими газами?
5. Что показывают потери теплоты вследствие неполноты сгорания топлива?

## 1.6. ГИДРОДИНАМИКА

**Физические свойства жидкостей.** Жидкостью называется физическое тело, обладающее легкой подвижностью частиц, текучестью и способное изменять свою форму под воздействием внешней среды. Для характеристики свойств жидкостей применяют следующие показатели.

**Плотность**  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>) — это масса жидкости  $m$ , заключенная в единице объема  $V$ :

$$\rho = m/V. \quad (1.5)$$

**Удельный вес**  $\gamma$  (Н/м<sup>3</sup>) — это вес жидкости, заключенный в единице объема:

$$\gamma = G/V.$$

Согласно закону Ньютона  $G = mg$ , тогда с учетом формулы (1.5) получим

$$\gamma = \rho g.$$

При небольших колебаниях температуры и давления объемы жидкостей изменяются незначительно, поэтому в практических расчетах их плотность принимается постоянной (табл. 1.2).

Таблица 1.2

### Плотность жидкостей при температуре 20 °С и атмосферном давлении 0,1 МПа

Жидкость	$\rho$ (кг/м <sup>3</sup> )	Жидкость	$\rho$ (кг/м <sup>3</sup> )
Вода пресная	998,2	Спирт этиловый	789
Нефть	760...900	Керосин	790...860
Бензин	712...780	Масло минеральное	860...930
Дизельное топливо	831...861	Ртуть	13 546

Относительной плотностью называется отношение плотности рассматриваемой жидкости  $\rho_{ж}$  к плотности пресной воды  $\rho_{в}$ , которая при температуре 4 °С равна 1000 кг/м<sup>3</sup>:

$$\varepsilon_p = \rho_{ж}/\rho_{в}.$$

*Сжимаемость* – свойство жидкостей изменять объем при изменении давления, характеризуется модулем упругости (Па):

$$E_{\text{ж}} = \Delta P V / \Delta V,$$

где  $\Delta P$  – изменение давления;  $V$  – объем жидкости при начальном давлении;  $\Delta V$  – изменение объема жидкости.

Константа  $E_{\text{ж}}$  называется изотермическим модулем упругости, потому что она определяется при постоянной температуре.

Модуль упругости минеральных масел, используемых в гидросистемах машин, при температуре 20 °С составляет 1370...1750 Па, бензина и керосина – приблизительно 1300 Па.

*Вязкость* – свойство жидкости оказывать сопротивление относительному сдвигу ее слоев. При движении жидкости возникают силы взаимодействия между ее смежными слоями, называемые *силами внутреннего трения* или *силами вязкости*.

Силы внутреннего трения  $\tau$ , приходящиеся на единицу площади соприкасающихся слоев жидкости, представляет собой касательное напряжение, или напряжение внутреннего трения:

$$\tau = \mu du/dy,$$

где  $\mu$  – *динамическая вязкость* (коэффициент пропорциональности, зависящий от свойств жидкости);  $du/dy$  – *градиент скорости* (интенсивность изменения скорости по высоте потока жидкости).

Динамическая вязкость  $\mu$  измеряется в Па и зависит от температуры и давления.

*Кинематическая вязкость* – это отношение динамической вязкости  $\mu$  к плотности жидкости  $\rho$ :

$$\nu = \mu/\rho.$$

Кинематическая вязкость измеряется в м<sup>2</sup>/с или см<sup>2</sup>/с; внесистемная единица – стокс и сантистокс.

*Давление* – величина, характеризующая интенсивность сил, действующих на какую-нибудь часть поверхности по направлениям, перпендикулярным этим поверхностям. Давление определяется отношением силы  $F$ , равномерно распределенной по нормальной поверхности, к площади этой поверхности  $S$ .

Среднее давление на площади  $S$

$$P_{\text{ср}} = F/S.$$

В Международной системе единиц (СИ) за единицу давления принят паскаль (Па) – давление, создаваемой силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м<sup>2</sup>.

**Виды движения жидкости.** Различают следующие виды движения жидкости:

*установившееся*, при котором скорость потока и гидродинамическое давление в любой точке не изменяются с течением времени, а зависят только от положения рассматриваемой точки в потоке жидкости, т. е. являются функциями ее координат. Примером установившегося движения может быть истечение жидкости из отверстия резервуара при постоянном напоре;

*неустановившееся*, при котором скорость потока и давление в каждой точке изменяются во времени. Примером неустановившегося движения служит истечение жидкости из отверстия резервуара при переменном напоре;

*равномерное*, при котором живые сечения и средняя скорость потока не меняются по длине. Равномерным можно считать движение жидкости в трубе;

*неравномерное*, при котором живые сечения и средние скорости потока изменяются по его длине, например, движение жидкости в конической трубе;

*напорное*, при котором заполняется все поперечное сечение трубопровода под давлением выше атмосферного, движение жидкости осуществляется за счет сил давления, т. е. напора, создаваемого затратой дополнительной энергии;

*безнапорное*, при котором у потока имеется свободная поверхность, находящаяся под атмосферным давлением.

При теоретическом решении ряда задач предполагают, что поток жидкости состоит из элементарных струек, не меняющих своей формы. Модель согласно такому предположению называют струйной моделью движения жидкости.

*Поток жидкости* представляет собой совокупность элементарных струек, протекающих через поперечное сечение конечных размеров.

*Расход потока* – количество жидкости, проходящее в единицу времени через живое сечение потока (перпендикулярное ли-

ниям тока). Различают объемный  $Q$  (м<sup>3</sup>/с) и массовый  $Q_m$  (кг/с) расходы. Соотношение между ними:

$$Q_m = \rho Q.$$

Средняя скорость  $v$  в живом сечении – это условная, одинаковая для всех точек сечения скорость, соответствующая расходу  $Q$ :

$$W = Q/S.$$

Уравнение расхода (неразрывности потока) устанавливает, что произведение средней скорости потока на площадь живого сечения является величиной постоянной:

$$W_1/W_2 = S_2/S_1,$$

т. е. средние скорости потока обратно пропорциональны площадям соответствующих сечений.

В природе существует два режима движения жидкости: ламинарный (слоистый) и турбулентный (беспорядочный). При ламинарном режиме частицы движутся в виде отдельных, не перемешивающихся между собой плоских или криволинейных слоев или струй жидкости. При турбулентном режиме движение частиц беспорядочное, струйчатость потока нарушается, и траектории частиц приобретают сложную форму, пересекаясь между собой.

Скорость, при которой меняется режим движения, называется критической, причем при переходе турбулентного режима движения в устойчивый ламинарный называется нижней критической скоростью, а при переходе ламинарного режима движения в устойчивый турбулентный – верхней критической.

Для оценки режима движения жидкости используют критерий Рейнольдса:

$$Re = Wd/\nu,$$

где  $d$  – диаметр трубопровода.

Числа Рейнольдса, соответствующие критическим скоростям, называются нижним критическим  $Re_{кр}$  и верхним критическим  $Re'_{кр}$ .

Область в пределах  $Re_{кр} < Re < Re'_{кр}$  называется неустойчивой, или областью перемежаемости режимов.

Критические числа Рейнольдса зависят от диаметра, шероховатости внутренней поверхности трубы, некоторых других факторов и находятся в следующих пределах:  $Re_{кр} = 900...3980$ ,  $Re'_{кр} = 2600...4000$ .

### Уравнение Бернулли и его практическое применение.

Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной (невязкой) жидкости имеет вид:

$$z_1 + p_1/\rho g + u_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + u_2^2/2g, \quad (1.6)$$

или

$$\rho g z_1 + p_1 + \rho u_1^2/2 = \rho g z_2 + p_2 + \rho u_2^2/2,$$

где  $z$  – удельная потенциальная энергия положения точки над плоскостью сравнения (геометрический напор);  $p/\rho g$  – удельная потенциальная энергия давления в точке (пьезометрический напор);  $u^2/2g$  – удельная кинетическая энергия (скоростной напор);  $p$  – поверхностное давление,  $\rho g z$  – весовое давление;  $\rho u^2/2$  – динамическое давление.

Наиболее широкое применение в гидравлике имеет уравнение Бернулли в записи (1.6). Как известно из гидростатики, выражение  $z + p/\rho g = H_{ст}$  представляет собой гидростатический напор. Следовательно, полный напор  $H_{п}$  состоит из гидростатического  $H_{ст}$  и скоростного напоров и является величиной постоянной.

$$H_{п} = H_{ст} + u^2/2g = z + p/\rho g + u^2/2g = \text{const}. \quad (1.7)$$

При равенстве отметок  $z$  в разных сечениях из уравнения Бернулли вытекает важное свойство: с увеличением скорости давление уменьшается, а с уменьшением – увеличивается.

В реальной (вязкой) жидкости равенство (1.7) нарушается, так как часть энергии из-за действия сил трения в элементарной струйке на пути от первого сечения ко второму теряется, и уравнение Бернулли принимает вид:

$$z_1 + p_1/\rho g + u_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + u_2^2/2g + h_{1-2}, \quad (1.8)$$

или

$$\rho g z_1 + p_1 + \rho u_1^2/2 = \rho g z_2 + p_2 + \rho u_2^2/2 + p_{1-2}, \quad (1.9)$$

где  $h_{1-2}$  – потери напора между сечениями 1–1 и 2–2,  $p_{1-2}$  – потери давления между сечениями 1–1 и 2–2.

Учитывая, что поток жидкости представляет собой совокупность множества элементарных струек, и принимая движение жидкости установившимся и плавно изменяющимся, на основании уравнений (1.8) и (1.9) получим уравнение Бернулли для потока конечных размеров. При этом необходимо учитывать, что гидростатический напор в любой точке сечения потока остается

величиной постоянной:  $z + p/\rho g = \text{const}$ . Скоростной напор в сечении потока удобнее всего исчислять по величине средней скорости  $v$ , однако вследствие неравномерности распределения точечных местных скоростей  $u$  по сечению при этом допускается ошибка. Для ее ликвидации вводится поправочный коэффициент  $\alpha$ , который называется *коэффициентом кинетической энергии*, или коэффициентом Кориолиса. С учетом этого для потока реальной жидкости уравнение Бернулли принимает следующий вид:

$$z_1 + p_1/\rho g + \alpha_1 W_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + \alpha_2 W_2^2/2g + h_n,$$

или

$$\rho g z_1 + p_1 + \alpha_1 \rho W_1^2/2 = \rho g z_2 + p_2 + \alpha_2 \rho W_2^2/2 + \Delta p,$$

где  $h_n$ ,  $\Delta p$  – соответственно потери напора, давления между сечениями 1–1 и 2–2.

Коэффициент  $\alpha$  в расчетах принимается при ламинарном режиме равным 2,0, при турбулентном режиме зависит от числа Рейнольдса – при возрастании  $Re$  от 4000 до  $3 \cdot 10^6$   $\alpha$  уменьшается от 1,13 до 1,03 и далее стремится к 1,0.

Гидравлические потери  $h$  разделяются на местные потери напора  $h_n$  и потери напора по длине потока  $h_l$ .

Местные потери напора обусловлены местными сопротивлениями, т. е. техническими устройствами, устанавливаемыми в трубопроводах и вызывающими деформирование потока.

Потери напора на любом местном сопротивлении определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_n = \xi W_2^2/2g,$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления;  $W_2$  – средняя скорость в выходном сечении местного сопротивления.

Коэффициент  $\xi$  – безразмерная и во многих случаях постоянная величина для данного местного сопротивления.

Потери напора по длине потока  $h_l$  представляют собой потери на преодоление трения жидкости о стенки трубопровода, а также трения между слоями жидкости, движущимися относительно друг друга. Поэтому внутреннее трение существенно зависит от размеров и состояния внутренней поверхности трубопровода, распределения скоростей в потоке и от режима движения жидкости.

**Истечение жидкостей из отверстий и насадок.** Истечение жидкости через различные отверстия встречается во многих

технологических процессах. Оно характеризуется тем, что потенциальная энергия жидкости, находящейся в резервуаре, превращается при наличии некоторых потерь в кинетическую энергию вытекающей струи. Основная задача при рассмотрении процесса истечения жидкости через отверстия состоит в определении скорости и расхода жидкости.

Различают следующие виды истечения жидкости:

- при постоянном или переменном напоре  $H$ ;
- в атмосферу или под уровень;
- через малое или большое отверстие.

Отверстие в стенке сосуда считается малым при соблюдении двух условий:  $d_o \leq 0,1H$ ;  $S_o/S \leq 0,25$ , где  $d_o$  – диаметр отверстия;  $S$  – площадь сечения сосуда;  $S_o$  – площадь сечения отверстия.

Отверстие в горизонтальном дне сосуда можно считать малым при соблюдении только первого из этих условий.

Расход жидкости при истечении из малого отверстия определяется по выражению

$$Q = \mu S_o \sqrt{2gH}, \quad (1.10)$$

где  $\mu = \epsilon_c \varphi$  – коэффициент расхода;  $\epsilon_c$  – коэффициент сжатия струи;  $\varphi$  – коэффициент скорости.

Коэффициенты  $\mu$ ,  $\epsilon_c$  и  $\varphi$  зависят от числа Рейнольдса, однако при  $Re > 5 \cdot 10^4$  они являются постоянными величинами. Для малых отверстий круглой формы  $\mu = 0,62$ ,  $\epsilon_c = 0,63 \dots 0,64$ ,  $\varphi = 0,97$ .

*Насадком* называется короткий патрубок, присоединенный к отверстию в стенке или дне резервуара, к концу трубопровода или гибкого шланга. Различают следующие основные типы насадков: внешний цилиндрический (насадок Вентури), внутренний цилиндрический (насадок Борда), конические (сходящийся и расходящийся) и коноидальный.

Форма входной части коноидального насадка выполнена по очертанию струи, вытекающей из отверстия. Благодаря плавному сопряжению отверстия с выходной цилиндрической частью насадка потери напора сведены в нем до минимума. Поэтому коноидальный насадок имеет самую большую скорость истечения. Расход жидкости для насадков всех типов определяется по той же формуле (1.10), что и для отверстий.



## Контрольные вопросы

1. Какие показатели применяются для характеристики свойств жидкостей?
2. Назовите виды движения жидкости.
3. Для каких целей используется критерий Рейнольдса?
4. Как используется уравнение Бернулли для потока реальной жидкости?
5. Как описывается истечение жидкостей из отверстий и насадков?

## 1.7. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

В двигателях с ИЗ применяют следующие способы внешнего смесеобразования: карбюраторный, впрыскивание легкого топлива во впускной трубопровод, послонное и форкамерно-факельное.

При карбюраторном способе смесеобразования топливо-воздушная смесь в основном образуется в системе впуска (в карбюраторе и впускном трубопроводе) и завершается смесеобразованием в цилиндре. Процесс приготовления горючей смеси называют *карбюрацией*. В процессе карбюрации желательно получить однородную топливоздушную смесь, что возможно при полном испарении топлива и равномерном распределении его паров в воздухе. Но практически это невозможно, так как смешивание топлива и воздуха в начальной стадии происходит при двухфазном состоянии топлива (жидкость и пар) и большом соотношении объемов воздуха и паров бензина (примерно 50:1).

Процесс карбюрации включает движение воздуха через карбюратор и по впускному тракту двигателя; движение топлива по каналам и через калиброванные дозирующие отверстия (жиклеры); истечение топлива или бензовоздушной эмульсии из распылителей; распыление, испарение и перемешивание топлива с воздухом.

В современных высокооборотных автомобильных двигателях время для смесеобразования весьма ограничено (0,02...0,03 с), что затрудняет образование смеси с высоким содержанием паров, на-

дежное перемешивание топлива с воздухом и равномерное распределение смеси по цилиндрам. Смесеобразование в первую очередь зависит от скорости испарения топлива. Распыление топлива, подогрев и перемешивание заряда в процессе карбюрации необходимы для ускорения испарения и увеличения количества паров топлива в смеси.

Основной показатель качества процесса распыливания — тонкость распыливания, оцениваемая средним радиусом капель. Повышение тонкости распыливания способствует лучшему испарению.

Топливо распыливается в основном вследствие разности скоростей движения топлива и воздуха. При разности 4...6 м/с наступает разрушение струи; полное распыливание топлива достигается при разности 30 м/с. Движение воздуха по впускному тракту с местными сопротивлениями и перепадами давлений обуславливает его турбулизацию, что также способствует распыливанию топлива и его перемешиванию с воздухом.

Системы питания двигателей с ИЗ предназначены для приготовления и подачи в цилиндры рабочей смеси, регулирования ее состава и количества в зависимости от нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя. В качестве топлива для этих двигателей в основном используют бензин и газ.

Общий вид системы смесеобразования карбюраторного двигателя представлен на рисунке 1.13.

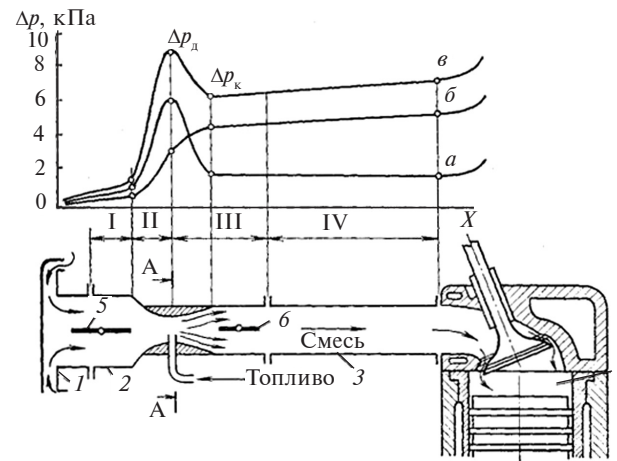


Рис. 1.13. Система смесеобразования карбюраторного двигателя

В общем случае эта система содержит следующие элементы: воздушный фильтр 1, карбюратор 2, впускной коллектор 3, цилиндр двигателя 4, воздушная 5 и дроссельная 6 заслонки карбюратора.

По ходу движения воздуха рассматриваются области: I – входного патрубка карбюратора, II – диффузора, III – смесительной камеры и IV – впускного трубопровода.

В наиболее узком сечении диффузора (А–А) скорость воздуха достигает максимальных значений (100...150 м/с). При этом движение воздуха в диффузоре всегда турбулентно с интенсивным завихрением, что способствует дроблению, распыливанию и испарению топлива. В эту зону диффузора через главный жиклер вводится топливо при работе двигателя на режимах полной нагрузки и близких к ней. На режимах малых нагрузок и на холостом ходу заслонку 6 прикрывают, разрежение в области впускного тракта за дроссельной заслонкой увеличивается, и там достигаются наиболее благоприятные условия для распыливания топлива. На режимах малых нагрузок и холостом ходу двигателя в карбюраторе предусмотрена подача топлива в зону за дроссельной заслонкой.

Параметры воздушного потока в различных сечениях системы смесеобразования можно рассчитать по уравнению Бернулли с учетом потерь энергии на отдельных участках и уравнения сплошности потока.

Для двух произвольных сечений уравнение Бернулли можно записать в следующем виде:

$$\rho_x \frac{P_1}{\rho_2} + \frac{W_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{W_2^2}{2g} + \frac{\xi_{1-2} W_2^2}{2g},$$

где  $P_1$  и  $P_2$  – давление в рассматриваемых сечениях системы смесеобразования;  $W_1$  и  $W_2$  – скорости движения потока воздуха в этих же сечениях;  $\xi_{1-2}$  – коэффициент потерь при движении воздуха между рассматриваемыми сечениями;  $\rho$  – плотность потока воздуха.

Так как при полном испарении бензина в смеси, характеризующейся  $\alpha = 1$ , суммарный объемный расход паровоздушной смеси незначительно (не более чем на 1,8 %) отличается от расхода чистого воздуха, то влиянием паров топлива при расчетах можно

пренебречь. Тогда на основании уравнения сплошности для потока чистого воздуха можно записать соотношение:

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{f_2}{f_1} = \frac{d_2^2}{d_1^2}, \quad (1.11)$$

где  $f_1$  и  $f_2$ ,  $d_1$  и  $d_2$  – площади и диаметры двух рассматриваемых сечений соответственно.

Из выражения (1.11) видно, что скорость движения воздушного потока обратно пропорциональна квадрату диаметра сечения впускного тракта.

Разность давлений между входным сечением и любым рассматриваемым сечением впускного тракта вдоль оси  $X$  будет определяться по выражению

$$P_1 - P_x = \rho_0 \frac{W_1^2}{2g} + \xi_{1-2} \frac{W_x^2}{2g} - \frac{W_1^2}{2g}.$$

С учетом уравнения сплошности (1.11) получим выражение для определения разности давлений в следующем виде:

$$P_1 - P_x = \rho_0 \frac{W_1^2}{2g} \left[ \frac{d_1^4}{d_x^4} + \xi_{(1-x)} \cdot \frac{d_1^4}{d_x^4} - 1 \right].$$

Таким образом, разрежение во впускном тракте зависит от его диаметра, кинетической энергии потока и гидравлических потерь в тракте.

На рисунке 1.13 кривая  $a$  соответствует изменению разрежения вследствие изменения скорости воздушного потока, кривая  $b$  – разрежению, вызванному гидравлическим сопротивлением потоку воздуха при его движении по тракту. При этом разрежение от гидравлических потерь непрерывно возрастает по пути движения воздуха. Полное разрежение вдоль впускного тракта дает сумма рассмотренных двух составляющих разрежения (кривая  $\phi$ ).

Минимальное сечение диффузора выбирают с учетом получения наиболее высокой скорости потока, но при условии достижения требуемого коэффициента наполнения двигателя. Это условие можно выполнить при создании определенного соотношения между разрежением в диффузоре  $\Delta P_d$  и в смесительной камере  $\Delta P_k$ , которое обычно составляет  $\Delta P_d / \Delta P_k = 2,0...2,2$ .

Чем выше разрежение в диффузоре, тем больше скорость воздуха и тонкость распыливания; при этом повышается скорость испарения топлива в связи с увеличением его поверхности. При распыливании шарообразной капли топлива объемом  $1 \text{ см}^3$  на капли диаметром  $20 \text{ мкм}$  поверхность топлива увеличивается от  $4,85$  до  $3000 \text{ см}^2$ , т. е. в  $620$  раз.

В карбюраторе испаряется сравнительно небольшая часть топлива. Оставшееся жидкое топливо в виде крупных капель вместе с воздухом и парами топлива при движении во впускном трубопроводе продолжает дробиться. Более мелкие капли дополнительно испаряются, а неиспарившаяся часть топлива оседает на стенках впускного трубопровода и образует топливную пленку. Пленка топлива наиболее интенсивно образуется в смесительной камере III и на начальном участке впускного трубопровода IV. При движении по трубопроводу пленка частично испаряется, и при входе в цилиндр доля испарившегося топлива составляет  $60\text{--}80\%$ . Завершается процесс испарения при прохождении оставшейся части жидкого топлива через щели впускного клапана и в цилиндре.

Образование тонкой пленки вызывает нарушение нормальной работы двигателя. Особенно значительным оседание топлива на стенках трубопровода оказывается на неустановившихся режимах работы. Так, например, при резком открытии дроссельной заслонки условия испарения ухудшаются вследствие тепловой инерции стенок трубопровода. При этом количество топлива, которое выпадает на стенки, может быть больше количества топлива, которое испаряется из пленки, что вызывает обеднение топливовоздушной смеси и ухудшение равномерности распределения топлива по цилиндрам. В итоге часть топлива в отдельных цилиндрах не успевает испариться до начала воспламенения и, как следствие, ухудшается процесс сгорания, снижаются мощность и экономичность работы двигателя.

**Смесеобразование в двигателях, работающих на сжатом или сжиженном газе.** Рабочий процесс двигателя с принудительным зажиганием при работе на газообразном топливе осуществляется аналогично рабочему процессу при его работе на бензине. Вместе с тем физико-химические свойства газовых топлив допускают более широкие пределы качественного регулирования газозвушных смесей по сравнению с бензовоздушными.

Смесеобразование этих смесей различается тем, что при работе на бензине распыливание и испарение топлива происходит в карбюраторе и во впускном коллекторе. Газовое топливо поступает в смесительное устройство в газообразном состоянии. Поэтому применение газовых топлив обеспечивает лучшие условия смешивания с воздухом, более равномерное распределение рабочей смеси по отдельным цилиндрам многоцилиндрового двигателя и более полное сгорание при существенном снижении токсичности отработавших газов.

В качестве топлив для автотракторных двигателей используется сжатый природный газ (СПГ) и сжиженный нефтяной газ (СНГ).

СПГ получают путем сжатия природных газов, а также газов попутных (нефтяных) и газоконденсатных месторождений.

Собственно природный газ получают из буровых скважин газовых месторождений. Он практически не требует переработки и очистки. Газ содержит  $82\text{--}98\%$  метана ( $\text{CH}_4$ ) с небольшими примесями этана ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), пропана ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) и бутана ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ). Попутные газы получают при добыче нефти, доля их составляет до  $50\text{--}100 \text{ м}^3$  на одну тонну добытой нефти. Содержание метана в попутных газах колеблется в пределах  $40\text{--}82\%$ , бутана и пропана –  $4\text{--}20\%$ .

Газы газоконденсатных месторождений по своему составу приближаются к природным газам.

СПГ, применяемый в качестве моторного топлива для автотракторных двигателей, может быть марок А и Б, которые отличаются плотностью из-за различного объемного состава метана и азота. Содержание метана в СПГ марки А составляет  $95\pm 5\%$ , марки Б –  $90\pm 5\%$ . По энергетическим параметрам  $1 \text{ м}^3$  природного газа эквивалентен  $1 \text{ л}$  топлива.

Эффективное использование СПГ во многом определяется содержанием воды, которое не должно превышать  $9 \text{ мг/м}^3$ , в противном случае в системе питания возникают ледяные пробки.

Температура воспламенения СПГ в три раза выше температуры воспламенения бензина, что затрудняет пуск двигателя, особенно в условиях отрицательных температур окружающего воздуха.

*Сжиженный нефтяной газ* (СНГ) представляет собой легкие фракции углеводородов, которые при сравнительно небольшом давлении ( $1\text{--}2 \text{ МПа}$ ) и нормальной температуре находятся в жидком состоянии. Основными компонентами СНГ являются

пропан и бутан, кроме того, в небольших количествах в них присутствуют этан и пропилен.

СНГ выпускается двух марок: СПБТЗ (смесь пропана и бутана техническая зимняя) и СМБТЛ (смесь пропана и бутана техническая летняя). Сжиженные газы марки СПБТЗ имеют следующий состав (в процентах по массе): метан, этан и этилен – не более 4 %; пропан и пропилен – не менее 75 %, бутаны и бутилены – не более 20 %. Для марки СМБТЛ это соотношение составляет 6:34:60 соответственно.

Сжиженные газы, применяемые в качестве автомобильного топлива, должны удовлетворять следующим требованиям: иметь стабильный компонентный состав; обеспечивать избыточное давление насыщенных паров от 1,6 до 0,07 МПа в интервале температур от +45 до –30 °С; не иметь жидкого неиспаряющегося остатка.

При +20 °С бутан сжижается при давлении 0,103 МПа, а пропан – при 0,716 МПа. Для сохранения жидкого состояния при более высоких температурах (до +50 °С) пропан-бутановая смесь должна находиться под давлением 1,6 МПа.

Чтобы ощутить наличие газа в воздухе, газу придают специфический запах (одорируют). В качестве одоранта применяют этилмеркаптан ( $C_2H_5SH$ ) в количестве 0,2...0,3 г на 1000 м<sup>3</sup> газа.

Газ дешевле жидких топлив и отличается более высокой антидетонационной стойкостью, которая характеризуется октановым числом (90...110 ед.). Поэтому при переводе двигателей на газовое топливо возникает возможность повысить степень сжатия на 20...25 % по сравнению с бензиновыми двигателями базовых моделей.

При работе на газовом топливе уменьшается износ цилиндропоршневой группы и в 1,5 раза повышается межремонтный пробег двигателя. Это обусловлено тем, что газовое топливо не смывает масляную пленку со стенок цилиндра, не дает лаковых отложений и нагарообразования. Его применение позволяет в 1,5...2 раза увеличить интервал смены масла.

Но наиболее существенное преимущество применения газовых топлив заключается в снижении токсичности ОГ по основным контролируемым параметрам: окись углерода (СО) – в 3...4 раза, окислы азота ( $NO_x$ ) – в 1,2...2,0 раза, углеводороды (СН) – в 1,2...1,4 раза. Дымность ОГ газодизельного двигателя в 2...4 раза ниже, чем при работе на дизельном топливе.

Наряду с существенными преимуществами применение газового топлива приводит и к ряду негативных последствий, характеризующих ухудшение эксплуатационных показателей двигателей.

Сжатый газ имеет низкую объемную концентрацию энергии (33,52...35,62 МДж/м<sup>3</sup>), что обуславливает ограничение запаса хода автомобиля при снижении его грузоподъемности из-за значительной массы баллонов. Пробег автомобиля на одной заправке ограничен – 200...250 км (при заправке бензином – 400...450 км).

Компенсация потери мощности при переводе двигателей на питание газовым топливом может быть достигнута следующими мероприятиями: увеличение рабочего объема цилиндров и повышение степени сжатия; количественное увеличение заряда цилиндров за счет турбонаддува; применение отдельного ввода воздуха на такте всасывания и газового топлива на такте сжатия после закрытия впускных клапанов (наддув двигателя газом); автоматическое корректирование угла опережения зажигания.

Высокое содержание элементарного водорода в составе природного газа (до 25 %) обуславливает низкие пусковые качества двигателей в связи с тем, что при сгорании водорода в двигателе образуется повышенное содержание водяных паров, что приводит к шунтированию электродов свечи зажигания каплями воды.

К недостаткам газобаллонных автомобилей можно также отнести высокую стоимость газовой аппаратуры, ее повышенную пожаро- и взрывоопасность, необходимость в более высокой квалификации обслуживающего персонала, увеличение затрат на текущее обслуживание и текущий ремонт.

Несмотря на имеющиеся недостатки, использование газобаллонных автомобилей экономически целесообразно из-за снижения стоимости транспортных работ.

**Особенности смесеобразования при впрыске топлива.** Системы впрыска бензина классифицируются следующим образом:

- по расположению форсунок:
  - центральный впрыск;
  - распределенный впрыск;

месту впрыска топлива:

- во впускной трубопровод;
- в цилиндр (непосредственный впрыск);

способу подачи топлива:

- непрерывный впрыск;
- циклический (прерывистый) впрыск;

моменту впрыска топлива:

- несогласованный впрыск;
- согласованный впрыск.

Согласованный впрыск топлива привязан к определенной фазе цикла работы двигателя. В связи с этим, если несогласованный впрыск топлива может быть как непрерывным, так и циклическим, то согласованный – только циклическим.

Классификация способов впрыска топлива приведена на рисунке 1.14.

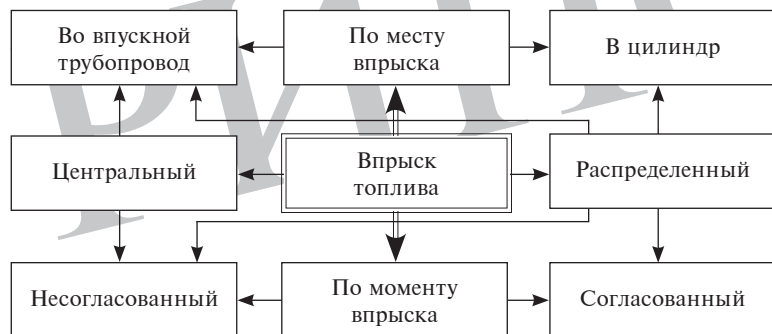


Рис. 1.14. Классификация способов впрыска топлива

При центральном впрыске топливо подается одной форсункой, устанавливаемой на участке до разветвления впускного трубопровода. По сравнению с карбюраторной системой питания существенных изменений в конструкции двигателя нет, т. е. система центрального впрыска практически взаимозаменяема с карбюратором и может применяться на уже эксплуатируемых двигателях.

Обозначению «центральный впрыск топлива» соответствуют также термины «одноточечный впрыск» и «моновпрыск».

При распределенном (многоточечном) впрыске топливо подается индивидуальными для каждого цилиндра форсунками.

При этом возможны два места подачи топлива: перед впускными клапанами каждого цилиндра или непосредственно в цилиндры двигателя. Если в первых системах впрыск топлива возможен как без согласования момента впрыска с процессами впуска в каждый цилиндр (несогласованный впрыск), так согласованный с открытием соответствующих впускных клапанов, то во вторых системах возможен только согласованный впрыск.

С целью различения двух систем распределенного впрыска топлива принята следующая терминология. Для системы с подачей топлива в зону впускных клапанов используется термин «распределенный впрыск», а для системы с подачей топлива непосредственно в цилиндры двигателя – термин «непосредственный впрыск» (рис. 1.15).

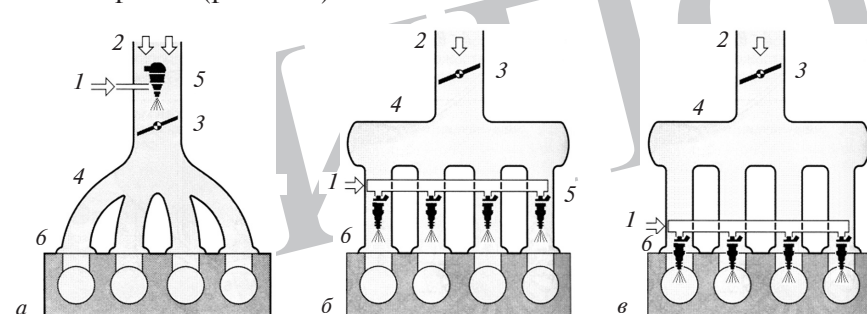


Рис. 1.15. Системы впрыска топлива:  
а – центральный впрыск; б – распределенный впрыск;  
в – непосредственный впрыск; 1 – подача топлива; 2 – поступление воздуха;  
3 – дроссельная заслонка; 4 – впускной коллектор;  
5 – форсунки; 6 – двигатель

По сравнению с карбюраторными системами питания двигателя с впрыском бензина имеют следующие преимущества:

- топливо равномернее распределяется по цилиндрам, что дает возможность поддерживать одинаковый состав смеси в цилиндрах, вследствие чего повышается экономичность двигателя. При однородном составе смеси в цилиндрах снижается разброс показателей их работы, уменьшаются вибрация и износ деталей;

- уменьшается сопротивление впускного тракта благодаря отсутствию карбюратора, улучшается наполнение цилиндров рабочей смесью или воздухом, что увеличивает экономичность и мощность двигателя;

– можно несколько повысить степень сжатия в двигателе вследствие более однородного состава смеси в цилиндрах и возможности организовать продувку (для систем с распределенным циклическим впрыском топлива);

– достигается более точная, чем при карбюраторном смесеобразовании, коррекция состава смеси при переходе двигателя с одного режима на другой, чем обеспечивается лучшая приемистость и экономичность двигателя;

– в ОГ содержится меньшее количество окислов углерода, а также других вредных веществ;

– упрощается решение проблемы нейтрализации токсичных компонентов ОГ, поскольку применение хорошо отрегулированной системы впрыска позволяет использовать только один каталитический трехкомпонентный нейтрализатор и избежать применения более сложных систем нейтрализации, таких как рециркуляция отработавших газов, подача дополнительного воздуха для дожигания горючих компонентов отработавших газов;

– уменьшается пожарная опасность, так как отсутствуют карбюратор и большие объемы, заполненные горючей смесью;

– при электронном управлении впрыском облегчается возможность отключения подачи топлива на режимах принудительного холостого хода, что значительно уменьшает расход топлива;

– создаются предпосылки для оптимального управления работой двигателя на всех режимах с применением микропроцессорной техники.

Наряду с указанными преимуществами системы впрыска бензина обладают некоторыми существенными недостатками. Так, эти системы питания сложнее, чем карбюраторные. Наличие прецизионных деталей и чувствительной автоматики для регулирования и корректирования состава смеси обуславливает более высокую стоимость систем впрыска по сравнению с карбюраторными системами. Кроме того, эксплуатация таких систем сложнее эксплуатации карбюраторных систем питания. Регулирование и устранение неисправностей в системе должны производиться высококвалифицированным персоналом.

Указанные недостатки до недавнего времени обуславливали ограниченное применение систем питания с впрыском топлива. Однако в связи с бурным развитием средств электроники и повышением их надежности, а также значительной экономией топлива системы впрыска бензина получили широкое применение на автомобильных двигателях.



## Контрольные вопросы

1. Перечислите способы смесеобразования.
2. Что называется карбюрацией?
3. Как рассчитываются параметры воздушного потока в различных сечениях системы смесеобразования?
4. Какие особенности имеет смесеобразование в двигателях, работающих на сжатом или сжиженном газе?
5. Как классифицируются системы впрыска бензина?

## 1.8. СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Дизельный двигатель – это поршневой двигатель с внутренним смесеобразованием и самовоспламенением смеси. Процессы топливоподачи, смесеобразования, образование очагов самовоспламенения и горения в данном типе двигателей характеризуются крайней нестационарностью. Вследствие перемещения поршня, а также из-за интенсивного выделения тепла после воспламенения непрерывно меняются давление и температура в цилиндре двигателя. Топливо впрыскивают при переменном давлении, а образующаяся неоднородная по структуре струя распыленного топлива взаимодействует с организованным в камере воздушным вихрем. Кроме того, сложность процессов усугубляется широким фракционным составом топлив. Все это приводит к значительной температурной и концентрационной неоднородности горючей смеси, по-разному изменяющейся во времени в отдельных зонах камеры сгорания.

Качественное регулирование мощности дизелей означает, что массовое наполнение цилиндров воздухом на данном скоростном режиме практически остается постоянным на всех нагрузках и холостом ходу, а цикловую подачу топлива изменяют в зависимости от нагрузки. Это ведет к тому, что состав смеси в камере сгорания каждого цилиндра изменяется в широких пределах. При увеличении подачи топлива в цилиндры двигателя коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  уменьшается. Однако в эксплуатации всегда стремятся поддерживать  $\alpha > 1$ , хотя максимальную мощность дизельные двигатели развивают при стехиометрическом составе

смеси ( $\alpha = 1$ ). Это объясняется тем, что топливоподача и процессы смесеобразования в значительной мере совпадают с процессом сгорания рабочей смеси. В результате этого дымный выпуск в ОГ в дизелях появляется при  $\alpha = 1,2...1,3$ , в то время как двигатели с ИЗ удовлетворительно работают на полных нагрузках при  $\alpha = 0,90...0,95$ .

Таким образом, основная задача топливоподачи и смесеобразования — организация оптимального тепловыделения в цилиндре дизеля, обеспечивающего получение максимально возможной экономичности при допустимой динамике тепловыделения в первоначальный период горения, определяющий долговечность дизеля и шум от его работы.

**Способы смесеобразования в дизелях.** В зависимости от направленности топливных факелов различают объемное, пленочное и объемно-пленочное смесеобразование.

Отделяющиеся от поверхности капли пары дизельного топлива диффундируют в окружающую среду, в то время как воздух диффундирует им навстречу. Таким образом, вокруг каждой капли по направлению радиуса образуется смесь паров топлива и воздуха с постепенным изменением концентрации от  $\alpha = 0$  до  $\alpha = \infty$ . Такое образование топливоздушной смеси в камере сгорания дизеля обычно называют *объемным смесеобразованием*, так как оно происходит одновременно практически во всем объеме воздушного заряда камеры сгорания, в основном не достигая стенок цилиндра и поршня.

В дизелях, имеющих цилиндры с большим рабочим объемом и, следовательно, камеры сгорания с большими размерами (например, камеры типа «Гессельман»), осуществляется полностью объемное смесеобразование.

Следующим способом создания топливоздушной смеси является *пленочное смесеобразование*, при котором топливо испаряется со стенок камеры сгорания (до 85...95 % топлива), куда оно наносится ядром факела. В ядре сосредоточены крупные капли, не успевающие испариться за период пролета от кромки соплового канала форсунки до стенки камеры сгорания. Капли, достигшие стенки камеры сгорания, не отражаясь, образуют на ней равномерный слой топлива в жидкой фазе или просто тонкую пленку топлива.

Для этого способа смесеобразования характерно то, что топливо, частично нагретое при полете капель, а частично — от стенки камеры сгорания (температура ее 180...300 °С), под действием горячих воздушных потоков (500...700 °С), проходящих вблизи поверхности пленки со скоростью 50...70 м/с, испаряется в более короткий промежуток времени, чем при объемном смесеобразовании.

К преимуществам пленочного смесеобразования по сравнению с объемным можно отнести возможность использования низкоцетановых и легких сортов топлив, а также отсутствие резкого звука при сгорании. Однако пленочное смесеобразование нельзя осуществить в «чистом» виде без доли объемного, так как при нанесении топлива на стенку камеры часть его неизбежно испаряется в воздушном заряде. В современных быстроходных автотракторных дизелях практически при всех применяющихся камерах сгорания имеют место оба вида испарения топлива: с поверхности летящей по камере сгорания капли распыленного топлива и с поверхности тонкой пленки топлива (до 40...60 %), нанесенного на стенку камеры сгорания. Такой вид смесеобразование носит название *объемно-пленочное*.

**Камеры сгорания дизелей.** Рассмотренные способы смесеобразования с учетом факторов, влияющих на них, реализуются в камерах сгорания различного типа. Выделяют два типа камер сгорания: неразделенные (однополостные) и разделенные, каждая из которых разнообразна по форме.

В дизелях с неразделенными (однополостными) камерами сгорания пространство, в котором сгорает топливо, представляет собой единую полость, ограниченную днищем поршня и плоскостью головки. В ней топливо распыливается, испаряется, смешивается с воздушным зарядом, воспламеняется и сгорает.

В дизелях с разделенными камерами сгорания сжатие происходит в двух полостях: над поршнем и в дополнительной камере (или камерах), расположенной в головке блока или в самом блоке (например, предкамера, вихревая камера сгорания и др.).

Различают три группы неразделенных камер сгорания: с объемным, пленочным и объемно-пленочным смесеобразованием. Для этих камер процесс смесеобразования реализуется впрыскиванием топлива под давлением при отсутствии движения воздуха (впрыск со статическим зарядом).

При впрыскивании топлива со статическим зарядом (рис. 1.16) для распыления топлива используется форсунка с 6...8 отверстиями, которые располагаются над центром камеры сгорания. Для распространения топлива в объеме камеры сгорания используется энергия, заключенная во впрыскиваемом топливе, так что впрыскивание может выполняться и при малой интенсивности завихрения воздуха. Считалось, что подобный способ применим в больших тихоходных дизелях, работающих на бедных смесях. Однако ужесточающиеся нормы по ограничению токсичности ОГ делают такой процесс перспективным для средне- и высоконаддувных двигателей большегрузных автомобилей.

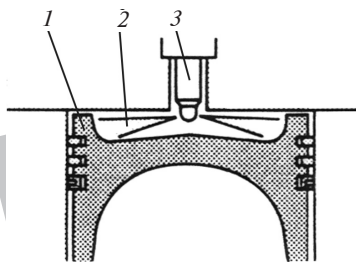


Рис. 1.16. Форма камеры сгорания и расположение форсунки в процессе впрыскивания топлива со статическим зарядом:

1 – поршень, 2 – камера сгорания, 3 – форсунка

В камерах сгорания с *объемным смесеобразованием* испарение топлива и смешивание его паров с воздухом происходят одновременно во всем объеме камеры, что обеспечивается, главным образом, выбором конфигурации камеры сгорания, зависящей от формы, числа и размеров факелов впрыскивания топлива под высоким давлением, и в некоторой степени — движением воздушного заряда.

Достоинства камер с объемным смесеобразованием:

- простота конфигурации камеры;
- небольшие поверхности охлаждения, а следовательно, и относительно низкие тепловые потери в период интенсивного тепловыделения при малой интенсивности воздушного заряда в период сгорания;
- хорошие пусковые качества;
- устойчивый процесс смесеобразования;
- высокая экономичность.

К недостаткам таких камер сгорания относятся высокие скорости нарастания давления и высокие максимальные давления цикла, достигающие без наддува соответственно 1,0...1,2 МПа/град ПКВ и 8...10 МПа. Это объясняется наличием значительного количества топлива, впрыскиваемого в период задержки воспламенения, которое находится в большей мере в распыленном и испаренном виде к моменту начала горения в камере, вследствие чего в процессе воспламенения участвует 40...70 % топлива от цикловой подачи. Для дизелей, имеющих камеры сгорания с объемным смесеобразованием, из-за неизбежности термического распада топлива в крупных каплях характерно заметное дымление отработавших газов во всем диапазоне изменения скоростных и нагрузочных режимов, а при  $\alpha < 1,6$  наступает значительное дымление.

Исходя из этого, предложены три основных условия для получения нового процесса (названного М-процессом):

- 1) количество самовоспламеняющегося топлива должно быть минимальным и служить источником воспламенения остального топлива;
- 2) основная масса топлива должна подогреваться с возможно медленным окислением, без перегрева во избежание распада молекул;
- 3) основная масса топлива должна испаряться постепенно, с последующим быстрым смешиванием испарившейся части с воздухом и воспламенением ее от внешнего источника (от распространяющегося пламени, возникшего при сгорании первой малой порции).

В М-процессе с пленочным смесеобразованием (рис. 1.17) большая часть топлива подается на стенки камеры сгорания. Для образования рабочей смеси энергия факела топлива дополняется теплотой, выделяемой за счет подогрева от горячих стенок камеры сгорания и турбулентности потока воздуха. Форсунка с одним распылительным отверстием располагается в камере сгорания под определенным углом к днищу поршня. Топливо впрыскивается в завихренный поток воздуха и на стенки камеры сгорания, образуя на них пленку. Испаряясь, оно образует с завихренным воздухом достаточно однородную смесь. Процесс позволяет получать высокий показатель использования воздуха в сочетании с низкой концентрацией выбросов сажи в ОГ.

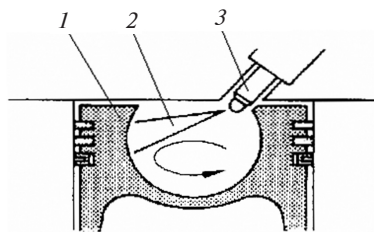


Рис. 1.17. Форма камеры сгорания и расположение форсунки в М-процессе (система MAN):  
1 – поршень, 2 – камера сгорания, 3 – форсунка

К достоинствам дизелей с М-процессом можно отнести высокую топливную экономичность в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов; почти бесшумный процесс сгорания (практически не прослушивается на фоне других шумов двигателя); возможность использования различных топлив с интервалом кипения 45...400 °С. Эти преимущества в значительной степени объясняются как умеренной скоростью нарастания давления при сгорании и невысокими максимальными давлениями цикла  $p_z$ , так и быстрым испарением относительно тяжелых фракций углеводородов.

В камерах сгорания с *объемно-пленочным смесеобразованием* для интенсификации испарения, смешивания паров топлива с воздухом и сгорания также необходимо создавать интенсивное вращательное движение воздушного заряда. В зависимости от метода получения этого движения различают:

камеры с вихрем вокруг оси цилиндра (с осевым вихрем), т. е. с вихревым движением в цилиндре, созданным на такте впуска;

камеры с кольцевым вихрем или с вихрем, созданным при вытеснении заряда из кольцевого надпоршневого зазора (иногда их называют камерами с автономным вихрем).

При таком процессе используются форсунки с 3...5 распылительными отверстиями, расположенными как можно ближе к центру камеры сгорания, имеющей по центру в днище поршня узкое углубление. Этот метод в основном применяется в дизелях безнаддувных легких грузовых автомобилей и быстроходных двигателей автофургонов и легковых автомобилей.

Метод с вращательным движением (рис. 1.18) использует энергию воздуха, поступающего в зону горения, а также энергию

струи факела топлива. Это достигается системой впуска, создающей завихрение потока воздуха.

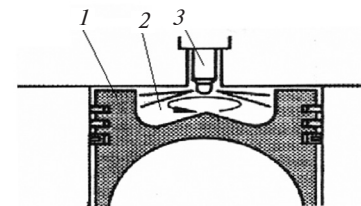


Рис. 1.18. Форма камеры сгорания и расположение многосопловой форсунки в процессе впрыска топлива с завихрением воздуха:  
1 – поршень, 2 – камера сгорания, 3 – форсунка

Камеры сгорания с осевым вихрем выполняются в днище поршня (в центре или со смещением) и имеют несколько различающихся конфигураций.

В четырехтактных автотракторных дизелях с объемно-пленочным смесеобразованием при диаметре цилиндров 90...165 мм используют главным образом четырехсопловые распылители, носок которых располагается в средней части камеры. Реже применяют трех- и пятисопловые распылители, а двух- и шестисопловые не используют. Как правило, при двухклапанных системах газораспределения (один впускной и один выпускной клапаны) по условиям компоновки (без ухудшения показателей дизеля) камеру сгорания в поршне смещают в сторону форсунки на расстояние до 0,1 диаметра цилиндра, носок распылителя смещают в ту же сторону на расстояние до 0,20...0,25 диаметра камеры, форсунку устанавливают под углом 10...30° к оси цилиндра. Корпус форсунки в большинстве случаев размещают не под колпаком газораспределения, благодаря чему в эксплуатации при демонтаже форсунки не надо вскрывать колпак головки, т. е. масляную систему, а при появлении в форсунке течи топлива оно не сможет попасть в систему смазки дизеля.

Камеры сгорания с кольцевым вихрем или вихрем, созданным при вытеснении заряда из кольцевого надпоршневого зазора в камеру, выполняются также в поршне, но имеют диаметр в верхней части меньший, чем в нижней, т. е. диаметр горловины меньше диаметра камеры, что реализовано в камере ЦНИДИ (рис. 1.19).

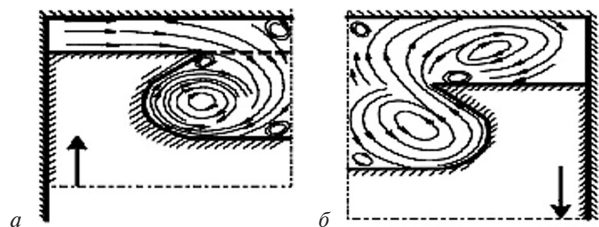


Рис. 1.19. Особенности движения газовых потоков в камере сгорания ЦНИДИ: а – в конце такта сжатия; б – в начале такта расширения

В двигателях с камерой ЦНИДИ используются впускные каналы с малым гидравлическим сопротивлением, а интенсивный тороидальный вихрь образуется при втекании воздуха из надпоршневого пространства в камеру в процессе сжатия. Интенсивность воздушных потоков в камере сгорания ЦНИДИ при движении поршня вблизи ВМТ определяется главным образом отношением объема камеры в поршне к объему пространства сжатия, диаметром горловины камеры, надпоршневым зазором и размерами подклепаных выточек. При этом скорость воздуха в камере сгорания изменяется прямо пропорционально частоте вращения коленчатого вала, вихрь на такте расширения вращается в том же направлении, что и на такте сжатия.

Топливные факелы в камерах данного типа направлены под малым углом к ее конической стенке и образуют на ней пленку. Тороидальное движение воздуха продолжает сохраняться при движении поршня к НМТ, в результате коническая поверхность стенок камеры с находящейся на ней топливной пленкой омывается восходящими газовыми потоками.

#### **Распыливание топлива при истечении из форсунки.**

В дизелях образование горючей смеси осуществляется за счет смешивания сжатого воздуха, находящегося в объеме камеры сгорания, с распыленным под давлением жидким топливом. В результате образуется неоднородная по агрегатному состоянию топливоздушная гетерогенная смесь, различная как по составу, так и по распределению в объеме камеры сгорания.

Процессы образования горючей смеси и подготовки ее к воспламенению (так называемые предпламенные процессы) начинаются с момента начала впрыска топлива в камеру сгорания, т. е. с момента опережения подачи топлива (примерно за  $10...40^\circ$

до ВМТ), и в зависимости от нагрузки и частоты вращения продолжают до  $20...35^\circ$  по углу поворота коленчатого вала.

Истекающее из соплового канала в среду сжатого до  $3...7$  МПа и нагретого до  $500...800$  °С воздуха топливо распадается на мельчайшие капли, диаметр которых составляет от 5 до 60 мкм. Этому распаду капель способствуют вязкость, трение топлива о стенки соплового канала и турбулентность его движения в сопловом канале. Размер капель в струе в различные фазы неодинаков. Из-за низких давлений впрыскивания в начальный и конечный периоды могут образовываться капли весьма большого размера (до 200 мкм). Наличие крупных капель в конечной фазе впрыскивания крайне нежелательно, так как это может привести к неполному сгоранию топлива, сопровождающемуся увеличением расхода и дымности. Однако крупные капли обладают большой пробивной способностью и могут проникать в отдаленные зоны камеры сгорания. Поэтому наличие таких капель в начале впрыскивания менее опасно, так как на их испарение отводится больший промежуток времени. Надо помнить также, что чрезмерное уменьшение диаметра капель приводит к быстрому затуханию их скорости, тормозит испарение топлива и ухудшает распределение паров по объему камеры сгорания.

За период задержки воспламенения, характеризующий длительность предпламенных процессов, происходят физико-химические процессы подготовки горючей смеси к самовоспламенению.

К физическим процессам относятся распад топливных струй и образование капель, подогрев и испарение жидкого топлива, смешивание капель топлива с воздухом и образование горючей смеси, к химическим – распад тяжелых углеводородов и образование более легких фракций, образование промежуточных соединений, реакции самовоспламенения.

Период задержки воспламенения включает суммарное время протекания физических и химических процессов, однако установить точную границу во времени между ними трудно, так как они перекрывают друг друга.

Быстрота прогрева капель и скорость их испарения (для данной температуры и плотности воздуха) зависят в основном от размеров капель и скорости их движения по отношению к воздуху. Капли минимальных размеров обычно образуются на внешней поверхности факела. Пары топлива распространяются по всему объему камеры сгорания благодаря перемещению самих

капель и диффузии. Из-за неравномерного распределения капель по объему камеры сгорания в последней образуются зоны как с пониженной, так и с повышенной концентрацией топлива. Следовательно, действительный местный коэффициент избытка воздуха является переменным по всему объему камеры. Очевидно, что величина его будет переменной и по времени, поскольку в течение процесса сгорания непрерывно изменяются соотношения между количеством топлива и воздуха. Таким образом, в камере сгорания подготавливаются одновременно не один, а несколько очагов воспламенения топлива.

Образующееся при выходе из соплового канала скопление капель топлива называют топливным факелом, или факелом распыливания (рис. 1.20). Он состоит из центральной части 1 ядра, содержащего наиболее крупные капли топлива, и оболочки 2, состоящей из более мелких капель различного диаметра. Ядро имеет большую энергию и скорость, уменьшающуюся по мере перехода к периферии факела.

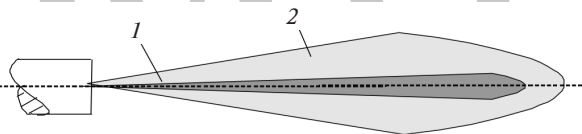


Рис. 1.20. Факел распыливания

Кинетическая энергия распыливаемой струи изменяется в зависимости от разности давления на распылителе форсунки. Вместе с формой струи распыла (определяемой геометрией форсунки) и скоростью топлива на выходе из форсунки эта энергия определяет размеры зоны, в которой происходит взаимодействие воздуха и топлива, а также диапазон размеров капель топлива по объему камеры сгорания. Энергия струи зависит от производительности топливного насоса и размера калиброванного распылителя форсунки.

В передней части струи имеется фронтальная область, в которой происходят силовое взаимодействие капель с воздушным зарядом, процессы тепломассообмена и испарение топлива. При этом за перемещающейся фронтальной зоной в шлейфе струи образуются топливные пары, в которых могут начаться цепные реакции окисления топлива. Испарение топлива во фронтальной зоне будет происходить с максимальной эффектив-

ностью, пока топливо встречает на своем пути горячий воздушный заряд. В момент, когда струя достигает относительно холодной стенки камеры сгорания, скорость испарения резко падает. Однако теплоты, излучаемой нагретыми стенками камеры сгорания, достаточно для дальнейшего испарения топлива, находящегося в виде капель и пленки на ее стенках. От размера капель и их однородности зависит степень полноты окисления топлива, а следовательно, и экономичность и токсичность отработавших газов двигателя.

При увеличении давления впрыскивания и уменьшении диаметра соплового канала возрастает мелкость распыливания топлива, однако снижение вязкости и поверхностного натяжения топлива практически не оказывает влияния на форму, скорость и длину факела. Скорость распространения фронта и длина факела существенно возрастают с повышением частоты вращения кулачкового вала топливного насоса, что объясняется увеличением скорости подачи топлива, которое повышает давление впрыскивания и скорость истечения его из соплового канала.

Скорость распространения фронта и длина факела уменьшаются при увеличении плотности среды, в которую попадает топливо, что обусловлено ростом аэродинамического сопротивления воздуха.

Существенное влияние на распределение распыливаемого топлива в камере сгорания оказывает движение воздушного заряда. При скоростях потоков воздуха в камере сгорания 18...20 м/с разрушается оболочка факела, а при повышении скорости воздуха до 90 м/с разрушается его ядро. При интенсивных потоках в воздушном заряде факел охватывает значительную часть камеры сгорания, что благоприятно сказывается на протекании самого процесса.



### Контрольные вопросы

1. Какие особенности имеет смесеобразование в дизельных двигателях?
2. Изложите классификацию способов смесеобразования в дизелях.
3. Какие камеры сгорания применяются в дизелях?
4. Как происходит распыливание топлива при истечении из форсунки?

### 1.9. КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

#### Типы и схемы кривошипно-шатунных механизмов.

Для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала ДВС в основном используется кривошипно-шатунный механизм (КШМ). Он называется аксиальным, если линия движения поршневого пальца пересекает ось вращения кривошипа (рис. 1.21, *а*).

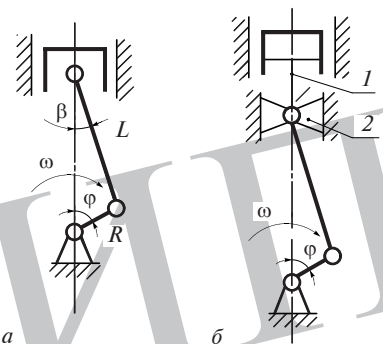


Рис. 1.21. Аксиальный КШМ:

*а* – центральный; *б* – с крейцкопфом и штоком

Угол отклонения шатуна от вертикали  $\beta$  называется углом давления. Чем больше угол давления, тем меньше размеры звеньев и ниже КПД механизма.

В некоторых случаях, когда высота двигателя не является определяющим фактором (судовые и стационарные двигатели), между поршнем и шатуном устанавливают шток *1* и крейцкопф *2* (рис. 1.21, *б*).

В таком механизме шток совершает возвратно-поступательное движение, и силы, направленные по нормали к оси цилиндра, воспринимаются крейцкопфом, а не поршнем, что улучшает условия работы поршневой группы.

Если ось коленчатого вала смещена на некоторое расстояние  $e$  относительно оси верхней головки шатуна, механизм называется дезаксиальным (рис. 1.22).

Дезаксиал можно получить смещением оси коленчатого вала (рис. 1.22, *а*) или смещением центра верхней головки шатуна от-

носителю оси цилиндра (рис. 1.22, *б*). Влияние дезаксиала на кинематические и динамические свойства механизма определяется безразмерным параметром

$$z = \frac{e}{R},$$

где  $R$  – радиус кривошипа.

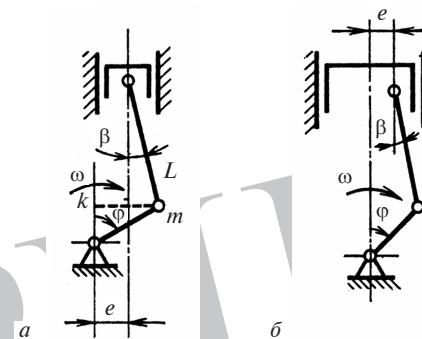


Рис. 1.22. Дезаксиальный КШМ:

*а* – со смещением оси коленчатого вала; *б* – со смещением оси верхней головки

При  $z = e/R < 0,1$  кинематические соотношения в первом приближении можно принять одинаковыми как для аксиального, так и для дезаксиального КШМ. Смещение выполняется в направлении, показанном на рисунке 1.22. Такое смещение уменьшает углы  $\beta$  в соответствующие моменты рабочего цикла, обеспечивая более равномерное изнашивание цилиндра.

В V-образных двигателях (рис. 1.23) механизм главного цилиндра обычно четырехзвенный, а механизм бокового цилиндра может быть четырехзвенным (если нижние головки шатунов расположены рядом на одной шатунной шейке коленчатого вала, вильчатом или центральном шатунах) либо пятизвенным, в котором прицепной шатун соединен с главным шатуном через прицеп, жестко связанный с главным шатуном.

При наличии прицепного шатуна кинематические и динамические соотношения механизмов главного и бокового цилиндров всегда различны. Однако, варьируя параметрами  $R$ ,  $L$ ,  $\psi = \gamma_1 - \gamma$ , можно добиться их соответствия с достаточной для практических задач точностью.

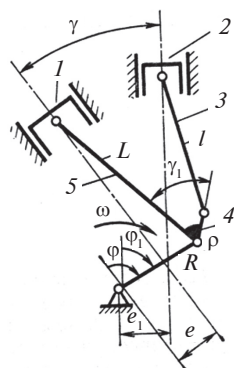


Рис. 1.23. КШМ с прицепным шатуном:

1 – главный цилиндр; 2 – боковой цилиндр; 3 – прицепной шатун; 4 – прицеп; 5 – главный шатун;  $\gamma$  – угол развала цилиндров;  $\gamma_1$  – угол отклонения прицепного шатуна;  $\phi$  – текущее значение угла поворота кривошипа, отсчитываемого от оси главного цилиндра;  $\phi_1$  – текущее значение угла поворота кривошипа относительно оси цилиндра прицепного шатуна;  $r$  – расстояние от оси шатунной головки кривошипа до оси пальца прицепного шатуна.

Из закономерностей движения такого механизма можно, приравнявая соответствующие величины, получить уравнения движения других КШМ. Практическое воплощение рассмотренных схем преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение кривошипа используется, например, в КШМ двигателя с параллельными осями главного и бокового цилиндров (рис. 1.24).

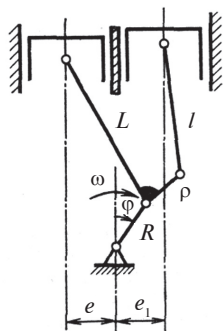


Рис. 1.24. Дезаксиальный КШМ с прицепным шатуном и параллельными осями главного и бокового цилиндров

Применяют кинематические схемы КШМ со следующим расположением цилиндров: рядным (рис. 1.25, а); V-образным (рис. 1.25, б), оппозитным (рис. 1.25, в).

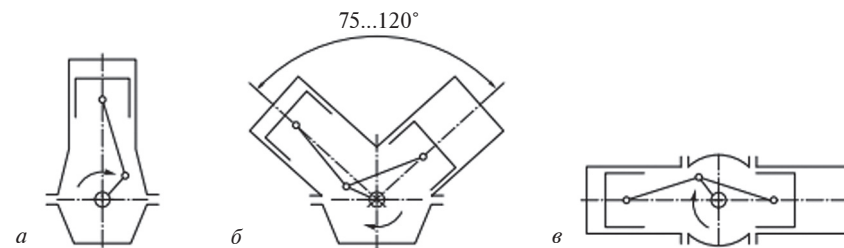


Рис. 1.25. Схемы расположения цилиндров двигателей: а – рядное вертикальное; б – двухрядное V-образное; в – оппозитное

Самый простой двигатель – рядный (их обычно обозначают R2, R3, R4 и т. д., в зависимости от числа цилиндров). С увеличением числа цилиндров двигатель становится длиннее. Для уменьшения длины двигателя и увеличения жесткости основных деталей и узлов конструкции применяют V-образные схемы КШМ (обозначают V2, V4, V6, V8 и т. д.), в которых блоки цилиндров располагаются под углом  $90...120^\circ$ . V-образные двигатели с углом «развала» между блоками  $180^\circ$  называют оппозитными. Такие двигатели конструктивно сложнее рядных, так как имеют как минимум вдвое больше головок цилиндров, коллекторов и валов механизма газораспределения, привод которого также более сложный. Оппозитные двигатели, кроме того, намного шире рядных, поэтому они в основном используются для транспортных средств, в которых необходимо иметь двигатель небольшой высоты, например в автобусах с расположением силового агрегата под полом салона.

**Путь, скорость и ускорение поршня.** При определении закона движения поршня предполагается, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega$ , т. е. рассматриваем процесс установившегося движения. Вращение коленчатого вала всегда будем считать совершающимся по направлению часовой стрелки.

На рисунке 1.26 дана схема кривошипного механизма одноцилиндрового двигателя.

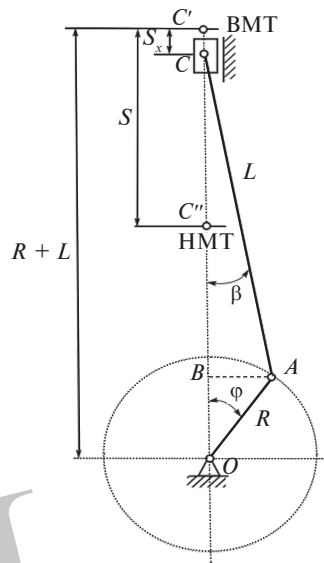


Рис. 1.26. Расчетная схема центрального КШМ

Для определения кинематических параметров КШМ примем следующие обозначения:

$\varphi$  – угол поворота кривошипа коленчатого вала, отсчитываемый от оси цилиндра в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке;

$\beta$  – угол отклонения стержня шатуна от оси цилиндра в плоскости его качания. Отклонение вправо от оси цилиндра считается положительным, в противоположном направлении – отрицательным;

$\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала ( $\omega = \pi n/30$ , где  $n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ).

Радиус кривошипа  $R$  и длина шатуна  $L$  связаны между собой безразмерным параметром – постоянной кривошипно-шатунного механизма:

$$\lambda = \frac{R}{L},$$

где  $R$  – радиус кривошипа.

Величина  $\lambda$  для автомобильных двигателей принимается в пределах от 0,238 до 0,313.

Шатун в центральном механизме совершает сложное движение: его верхняя головка движется возвратно-поступательно, нижняя совершает вращательное движение, а стержень – качательное около оси цилиндра. Угол отклонения шатуна  $\beta$  от оси цилиндра определяют из треугольника  $ACO$  (рис. 1.26) по теореме синусов:

$$\frac{R}{\sin \beta} = \frac{L}{\sin \varphi} \Rightarrow \lambda = \frac{R}{L} = \frac{\sin \beta}{\sin \varphi}. \quad (1.12)$$

Зависимость (1.12) перепишем в следующем виде:

$$\sin \beta = \lambda \sin \varphi.$$

Угловая скорость шатуна

$$\omega_{\text{ш}} = \lambda \omega \cos \varphi.$$

Угловое ускорение шатуна

$$j_{\text{ш}} = -\lambda \omega^2 \sin \varphi.$$

При работе двигателя поршень совершает возвратно-поступательное движение, для характеристики которого определим перемещение  $S_x$ , скорость  $W_n$ , ускорение  $j_n$ .

Перемещение поршня  $S_x$  отсчитывается от ВМТ. Из рисунка 1.26 находим:

$$S_x = C'C = C'O - CO = R + L - CO,$$

отрезок  $CO$  определим из треугольника  $CAO$ :

$$CO = R \cos \varphi + L \cos \beta CO.$$

Следовательно,

$$S_x = R + L - R \cos \varphi - L \cos \beta = R(1 - \cos \varphi) + L(1 - \cos \beta).$$

Из полученного уравнения следует, что длина пути поршня зависит от геометрических размеров звеньев механизма, т. е. от величины радиуса  $R$  кривошипа и длины  $L$  шатуна.

С учетом  $L = R/\lambda$  после соответствующих преобразований будем иметь

$$S_x = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right].$$

Перемещение поршня в соответствии с данным уравнением можно представить как сумму гармонических перемещений

первого  $S_{xI}$  и второго  $S_{xII}$  порядков:

$$S_x = S_{xI} + S_{xII},$$

где  $S_{xI} = R(1 - \cos \varphi)$ ,  $S_{xII} = R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)$ .

Анализируя выражение для определения перемещения поршня, нетрудно заметить:

1) при величине угла  $\varphi = 0^\circ$  перемещение поршня  $S_x = 0$ , т. е. поршень находится в ВМТ;

2) повороту кривошипа на угол  $\varphi = \pi$  соответствует перемещение поршня  $S_x = 2R$ , т. е. поршень находится в НМТ;

3) при изменении угла поворота кривошипа от  $\varphi = 0^\circ$  до  $\varphi = \pi/2$  перемещение поршня первого порядка составит  $S_{xI} = R(1 - \cos 90^\circ) = R$ , а второго порядка —  $S_{xII} = R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 180^\circ) = R \frac{\lambda}{4}$ . Суммарное перемещение поршня составит  $S_x = S_{xI} + S_{xII} = R + R \frac{\lambda}{4} = R \left(1 + \frac{\lambda}{4}\right)$ .

Отсюда следует, что при повороте кривошипа из положения ВМТ на первую четверть оборота ( $\varphi = \pi/2$ ) поршень проходит путь больший, чем  $R = S/2$ , на величину  $R \frac{\lambda}{2}$ , а при повороте на вторую четверть оборота — меньший, чем  $R$ , на ту же величину. Это вызвано тем, что перемещение поршня складывается из двух составляющих, первая из которых обуславливается перемещением шатуна вдоль оси цилиндра, а вторая — отклонением шатуна от оси цилиндра. Обе эти причины во время первой четверти оборота кривошипа вызывают перемещение поршня в одном направлении (перемещения складываются), а во время второй четверти оборота — в разных направлениях. Величину  $R \frac{\lambda}{2}$  называют поправкой Брикса.

Влияние отклонения шатуна от оси цилиндра на величину перемещения поршня будет тем больше, чем больше  $\lambda$  и  $R$ . Характер перемещения поршня и слагаемых перемещения в зависимости от угла поворота кривошипа показан на рисунке 1.27.

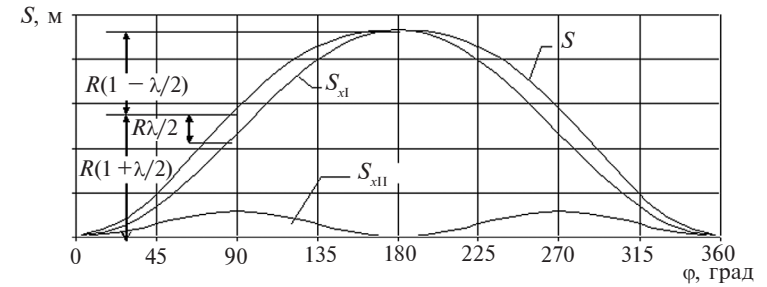


Рис. 1.27. График перемещения поршня:  
 $S_{xI}$  — перемещение поршня первого порядка;  
 $S_{xII}$  — перемещение поршня второго порядка

Скорость поршня  $W_n$  в зависимости от угла поворота кривошипа определяют по формуле, которую получают дифференцированием  $dS_x/dt$ :

$$W_n = \frac{dS_x}{dt} = \frac{dS_{xI}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

но  $d\varphi/dt$  является угловой скоростью  $\omega$  вращения коленчатого вала, поэтому

$$W_n = R\omega \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right). \quad (1.13)$$

Графическое изображение скорости поршня представлено на рисунке 1.28.

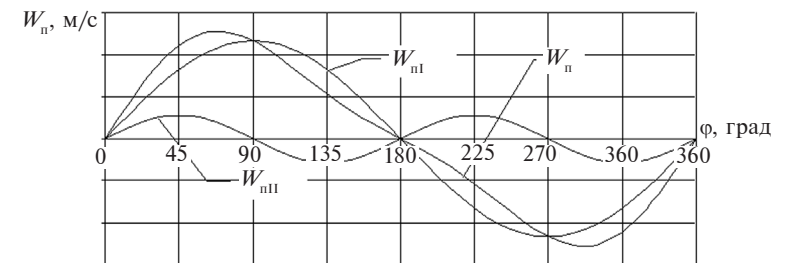


Рис. 1.28. График скорости поршня:  
 $W_{nI}$  — скорость поршня первого порядка;  
 $W_{nII}$  — скорость поршня второго порядка

Из формулы (1.13) и рисунка 1.28 видно, что скорость поршня в ВМТ и НМТ ( $\varphi = 0^\circ$  и  $\varphi = 180^\circ$ ) равна нулю, а при повороте кривошипа на  $90^\circ$  и  $270^\circ$   $W_{\text{п}} = R\omega$  и  $W_{\text{п}} = -R\omega$ , т. е. в этих точках абсолютные значения скорости поршня равны окружной скорости оси шатунной шейки коленчатого вала.

Для практических расчетов используют среднюю скорость:

$$W_{\text{п}} = \frac{Sn}{30} = \frac{2\omega R}{\pi}.$$

Максимальное значение средней скорости поршня ограничивается требованиями надежности и приемлемой долговечности поршневой группы двигателя. Максимальная скорость поршня превышает среднюю примерно на 63 %, т. е.  $W_{\text{п max}} = 1,63W_{\text{п}}$ . Для современных двигателей  $W_{\text{п}} = 5...15$  м/с.

Ускорение поршня  $j_{\text{п}}$  в зависимости от угла поворота кривошипа определяют дифференцированием выражения скорости по времени, т. е.

$$j_{\text{п}} = R\omega^2(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Графическое изображение ускорения поршня приведено на рисунке 1.29.

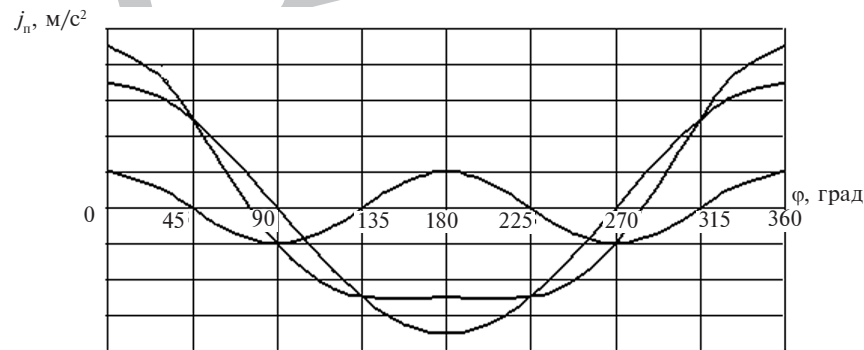


Рис. 1.29. График ускорения поршня:  
 $j_{\text{пI}}$  – ускорение поршня первого порядка;  
 $j_{\text{пII}}$  – ускорение поршня второго порядка

Следовательно, перемещение поршня обусловлено, во-первых, поворотом коленчатого вала и, во-вторых, отклонением шатуна. Каждый из этих факторов сообщает свои скорость и уско-

рение, и их совместное воздействие на отдельных участках пути позволяет перемещать поршень в одном и том же направлении, а на других участках – в противоположных. Например, при угле поворота кривошипного вала  $\varphi = 100^\circ$  скорость  $W_{\text{пI}} = R\omega \sin \varphi$  будет иметь положительное значение, а скорость  $W_{\text{пII}} = R\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$  будет отрицательна, т. е. отклонение шатуна перемещает поршень в противоположном направлении и уменьшает суммарную скорость его движения. Аналогично при угле поворота вала  $\varphi = 50^\circ$  ускорение  $j_{\text{пI}} = R\omega^2 \cos \varphi$  будет положительно, а ускорение  $j_{\text{пII}} = R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi$  – отрицательно.



### Контрольные вопросы

1. Какие схемы используются в КШМ?
2. Как определяется путь, скорость и ускорение поршня?
3. Что называют поправкой Брикса?

## 1.10. ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

**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.

Избыточное давление газов на поршень

$$P_{\text{г.и}} = P_{\text{ц}} - P_{\text{о}},$$

где  $P_{\text{ц}}$  – текущее абсолютное давление газов в цилиндре (давление над поршнем) определяется по индикаторной диаграмме;  $P_{\text{о}}$  – давление окружающей среды, или давление в картере двигателя (под поршнем).

Тогда сила давления газов на поршень

$$P_{\text{г}} = P_{\text{г.и}} F_{\text{п}} = P_{\text{г.и}} 0,785 D^2,$$

где  $F_{\text{п}}$  – площадь днища поршня;  $D$  – диаметр цилиндра.

Данную силу определяют для каждого момента времени (угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ ) по индикаторной диаграмме, полученной на основании теплового расчета или снятой непосредственно с двигателя с помощью специальной установки.

**Силы инерции.** Силы инерции зависят от массы деталей, их скорости и ускорения. В двигателях легковых автомобилей средняя скорость поршня достигает 16 м/с, ускорение – 22 000 м/с<sup>2</sup>; в гоночных автомобилях при  $n = 9000 \dots 12\,000$  мин<sup>-1</sup> средняя скорость поршня достигает 28 м/с, ускорение – 43 000 м/с<sup>2</sup>. В этих двигателях силы инерции обязательно учитываются при расчетах.

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  $P_{\text{ц}}$ .

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс может быть определена по формуле

$$P_j = -m_j j_{\text{п}} = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

Эта сила направлена вдоль кривошипа, она не уравновешена и действует на опоры двигателя, а знак «-» показывает, что сила инерции направлена противоположно ускорению. Для удобства анализа силу инерции  $P_j$  раскладывают на две силы:

силу инерции первого порядка  $P_{j1} = -m_j R \omega^2 \cos \varphi$ ,  
силу инерции второго порядка  $P_{j2} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi$ .

$$P_j = P_{j1} + P_{j2}.$$

Сила  $P_{j1}$  изменяется по закону косинусоиды, а  $P_{j2}$  – по закону косинуса двойного угла. Период изменения  $P_{j1}$  составляет один оборот коленчатого вала (360°), а  $P_{j2}$  – 180°.

Абсолютное значение  $P_{j2}$  в 3,5...4,5 раза меньше, так как в последнее уравнение входит  $\lambda = \frac{1}{3,5} \dots \frac{1}{4,5}$ .

Центробежная сила инерции вращающихся масс постоянна по величине и направлена от оси коленчатого вала. Ее величина определяется по формуле

$$P_{\text{ц}} = -m_{\text{ц}} R \omega^2.$$

**Силы давления газов.** 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 – уравновешивается 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 воздействуют 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 деталей КШМ.

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 двигателя) 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 конкретных положений коленчатого вала.

В связи со сложностью определения сил трения их действие учитывается механическим КПД.

Силы тяжести учитываются в расчетах малооборотных двигателей ( $n < 200$  мин<sup>-1</sup>).

Сила давления газов  $P_g$  и сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс  $P_j$  приложены к поршню и действуют совместно вдоль оси цилиндра. Для исследования динамики КШМ имеет значение сумма этих сил ( $P = P_g + P_j$ ).

Схема сил и моментов, действующих в центральном КШМ, представлена на рисунке 1.30.

Силу  $P$  для различных углов поворота кривошипа получают алгебраическим сложением ординат точек кривых  $P_g$  и  $P_j$ . Эту силу можно разложить на две составляющие – нормальную

$N = P \operatorname{tg} \beta$  и силу, направленную по оси шатуна:  $P_{\text{ш}} = \frac{P}{\cos \beta}$ .

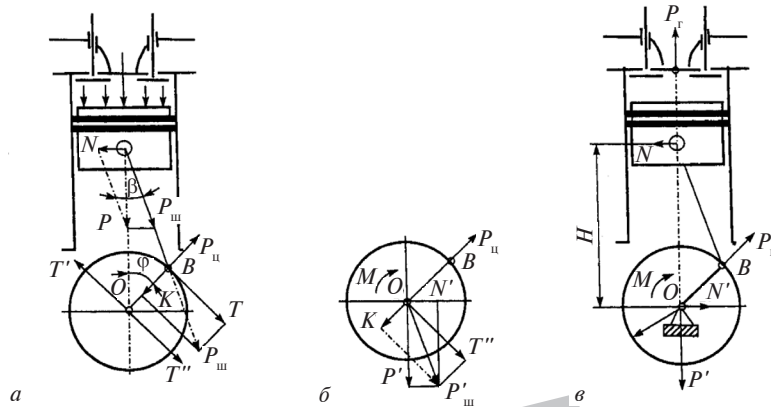


Рис. 1.30. Схема действия сил в КШМ:

*a* – силы, возникающие в результате взаимодействия поршня с шатуном и шатуна с кривошипом; *б* – силы, действующие на опоры кривошипа; *в* – силы, действующие на корпусные детали двигателя

Сила  $N$  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 его растягивает.

Перенесем силу  $P_{ш}$  вдоль линии ее действия в центр шатунной шейки кривошипа (точка  $B$ ) и разложим на две составляющие:

тангенциальную  $T$ , направленную по касательной к окружности радиуса кривошипа:

$$T = P \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta},$$

радиальную (нормальную)  $K$ , действующую по радиусу кривошипа:

$$K = P \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos \beta}.$$

Сила  $K$  считается положительной, если она сжимает щеки кривошипа. Сила  $T$  считается положительной, если направление

создаваемого ею момента совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

К центру  $O$  кривошипа приложим две взаимно противоположные силы  $T'$  и  $T''$ , равные и параллельные силе  $T$ . Силы  $T$  и  $T'$  составляют пару с плечом, равным радиусу кривошипа  $R$ . Момент от этой пары сил называется крутящим моментом одного цилиндра двигателя:

$$M_{д} = TP \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta}.$$

Нормальная и тангенциальная силы (рис. 1.30, б), перенесенные в центр коленчатого вала ( $K$  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  $N'$ , перпендикулярную оси цилиндра, и силу  $P'$ , действующую по оси цилиндра. Силы  $N'$  и  $N$  образуют пару сил, момент которой называется опрокидывающим. Его величина определяется по формуле

$$M_{опр} = -NH = -PH \operatorname{tg} \beta.$$

Данный момент равен индикаторному крутящему моменту и направлен в противоположную ему сторону. Крутящий момент передается через трансмиссию ведущим колесам, а опрокидывающий момент воспринимается опорами двигателя.

По приведенным формулам для  $P$ ,  $N$ ,  $T$ ,  $K$  строят развернутые диаграммы изменения этих сил от угла поворота кривошипа. Полученные данные используют при расчетах деталей КШМ на прочность, анализе равномерности вращения коленчатого вала, построении диаграммы нагрузок на шейки и подшипники коленчатого вала и т. д. Кроме того, развернутые диаграммы действующих в КШМ сил дают возможность сравнительно простым способом определить крутящий момент многоцилиндровых двигателей.

**Уравновешивание двигателей.** 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 изделия, нарушаются регулировки узлов и механизмов, повышается уровень шума и т. д.

Расчет динамического уравнивания многоцилиндрового двигателя заключается в определении значений и направлений действующих неуравновешенных сил и моментов сил инерции, которые необходимо уравновесить с помощью наиболее простых конструктивных мероприятий.

Уравновешенность – это такое состояние двигателя, при котором на установившемся режиме работы на его опоры передаются постоянные по величине и направлению силы и моменты, т. е. это комплекс конструктивных, производственных и эксплуатационных мероприятий, направленных на уменьшение или полное устранение неуравновешенных свободных сил инерции и моментов. Различают внутреннюю и внешнюю неуравновешенность ДВС. Внешняя неуравновешенность характеризуется наличием периодических сил инерции, которые передаются на опоры двигателя и далее на раму трактора или автомобиля. Внутренняя неуравновешенность характеризуется возникновением перерезывающих сил и моментов упругих сил, которые называются внутренними изгибающими моментами и внутренними скручивающими моментами (эти силы трудно уравниваются).

Для уравнивания применяются следующие методы:

1) силы инерции первого и второго порядков и их моменты уравниваются подбором оптимального числа цилиндров, их расположения и выбором соответствующей схемы коленчатого вала. Если этого недостаточно, то силы инерции уравниваются противовесами, расположенными на дополнительных валах, имеющих механическую связь с коленчатым валом;

2) центробежные силы инерции вращающихся масс можно уравнивать в двигателе с любым числом цилиндров установкой противовесов на коленчатом валу.

Таким образом, уравнивание двигателя сводится к устранению влияния наиболее значительных сил и их моментов.

**Уравнивание одноцилиндрового двигателя.** В одноцилиндровом двигателе действуют силы инерции первого порядка  $P_{j1}$ , второго порядка  $P_{j2}$  и центробежная сила  $P_{ц}$ . Линия действия этих сил лежит в одной плоскости и пересекается с осью коленчатого вала, поэтому в одноцилиндровом двигателе неуравновешенных моментов нет.

$$\sum M_{j1} = 0; \sum M_{j2} = 0; \sum M_{ц} = 0.$$

Наиболее просто уравнивается центробежная сила инерции. Для этого на щеках кривошипа устанавливают два противовеса (рис. 1.31), центры тяжести которых находятся на расстоянии  $r$  от оси коленчатого вала.

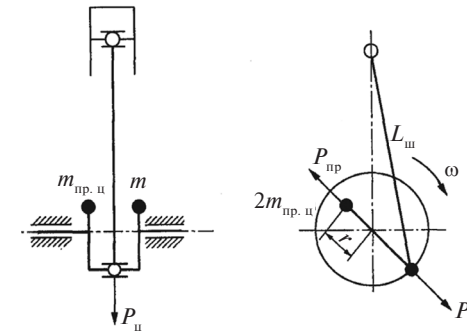


Рис. 1.31. Схема действия и уравнивания сил инерции в одноцилиндровом двигателе

Масса противовеса выбирается исходя из равенства

$$P_{пр} = -P_{ц} \text{ или } 2m_{пр}r\omega^2 = -m_{ц}R\omega^2,$$

где  $r$  – расстояние от центра тяжести масс противовесов до оси коленчатого вала;  $m_{пр}$  – масса одного противовеса.

В данном двигателе для уравнивания сил инерции первого порядка  $P_{j1} = -m_j R \omega^2 \cos \varphi$  можно увеличить массу противовеса, но в этом случае возникает дополнительная горизонтальная сила  $R_{пр.г}$ , которая не уравновешена (рис. 1.32).

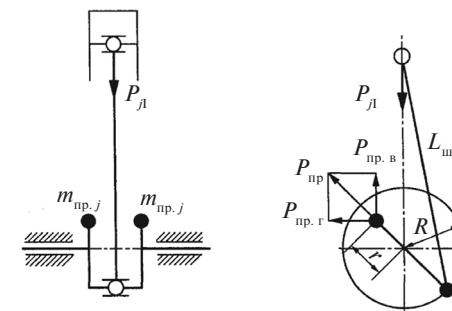


Рис. 1.32. Схема переноса силы одноцилиндрового двигателя из вертикальной плоскости в горизонтальную

Силы инерции первого и второго порядка можно уравновесить с помощью специального механизма — двух дополнительных валов с четырьмя противовесами, имеющими механическую связь с коленчатым валом двигателя (рис. 1.33). При этом направления вращения валов должны быть взаимно противоположными с угловой скоростью  $\omega$  при уравновешивании силы  $P_{j1}$  и с удвоенной скоростью при уравновешивании  $P_{j11}$ , поскольку период изменения силы инерции второго порядка составляет  $180^\circ$  ПКВ. Однако этот способ из-за сложности конструкции практически не применяется.

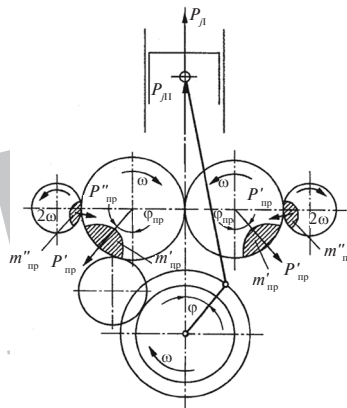


Рис. 1.33. Уравновешивание одноцилиндрового двигателя с использованием противовесов на дополнительных валах

Таким образом, в одноцилиндровом двигателе полностью уравновешиваются лишь силы инерции от вращающихся масс. Силы инерции первого порядка уравновешиваются частично — обычно  $0,5P_{j1}$  переносится из вертикальной плоскости в горизонтальную и воспринимается опорами двигателя. Силы инерции второго порядка остаются всегда неуравновешенными и передаются на опоры двигателя и далее на остов автомобиля.

**Уравновешивание однорядного двухцилиндрового двигателя.** В однорядных двухцилиндровых двигателях коленчатый вал может быть с односторонним расположением кривошипов и с кривошипами под углом  $180^\circ$  (рис. 1.34). В первом случае вспышки в цилиндрах чередуются через  $360^\circ$ . Силы инерции  $P_{j1}$  и  $P_{j11}$  для каждого цилиндра будут равными.

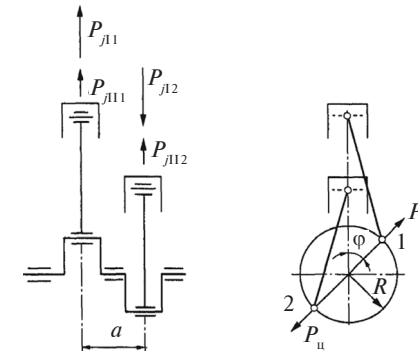


Рис. 1.34. Схема действия сил инерции в двухцилиндровом двигателе с кривошипами, расположенными под углом  $180^\circ$

Равнодействующие от этих сил определяют как суммы сил, действующих в первом и втором цилиндрах, так как они одинаково направлены, т. е.

$$\begin{aligned} \sum P_{j1} &= 2P_{j1} = 2m_j R \omega^2 \cos \varphi; \\ \sum P_{j11} &= 2P_{j11} = -2m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi; \\ \sum P_{ц} &= 2P_{ц} = -m_{ц} R \omega^2. \end{aligned}$$

При этом неуравновешенные моменты отсутствуют, так как действующие силы инерции одинаковы и равны плечи приложения этих сил.

$$\sum M_{j1} = 0; \quad \sum M_{j11} = 0; \quad \sum M_{ц} = 0.$$

Такие двигатели уравновешивают аналогично одноцилиндровым.

При расположении кривошипов под углом  $180^\circ$  (см. рис. 1.33) последовательность вспышек чередуется через  $180^\circ$  и  $540^\circ$ . Силы инерции  $P_{j1}$  в обоих цилиндрах равны и направлены в противоположные стороны и при любом положении кривошипов взаимно уравновешиваются, т. е.

$$\sum P_{j1} = 0.$$

В плоскости осей цилиндров силы  $P_{j1}$  создают неуравновешенный момент, действующий в вертикальной плоскости.

$$\sum M_{j1} = P_j a \sum M_{j1} = -P_{j1} a,$$

где  $a$  — расстояние между осями цилиндров.

Силы инерции  $P_{л1}$  для первого и второго цилиндров равны по значениям, направлены в одну сторону и создают равнодействующую

$$\sum P_{л1} = -2m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi.$$

Момент этих сил  $M_{л1} = 0$ , так как силы инерции  $P_{л1}$  дают равнодействующую. Уравновесить силы  $P_{л1}$  можно с помощью специального уравновешивающего механизма (дополнительных валов с противовесами на концах, вращающихся с удвоенной угловой скоростью относительно коленчатого вала во взаимно противоположных направлениях).

Центробежные силы инерции  $P_{ц}$  от первого и второго цилиндров взаимно уравновешиваются, т. е.  $\sum M_{ц} = 0$ . Момент от действия этих сил в продольной плоскости  $\sum M_{ц} = P_{ц} a$  уравновешивается с помощью противовесов, установленных на крайних щеках коленчатого вала. При этом необходимую массу противовесов определяют из выражения

$$m_{пр.ц} = m_{ц} R \frac{a}{r} b,$$

где  $r$  — расстояние от оси коленчатого вала до центра тяжести противовеса;  $b$  — расстояние между противовесами.

**Уравновешивание однорядного четырехцилиндрового двигателя.** Коленчатые валы в этих двигателях имеют зеркальное расположение кривошипов с углом между ними  $180^\circ$  (рис. 1.35), что создает равномерное чередование вспышек (1-3-4-2 или 1-2-4-3) и хорошую уравновешенность.

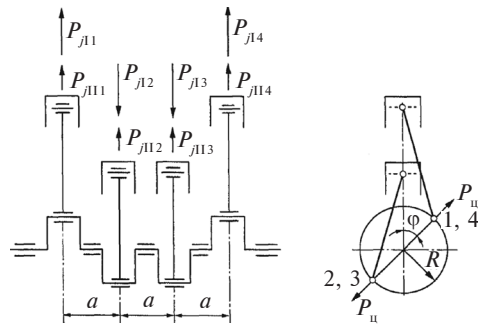


Рис. 1.35. Схема действия сил инерции в однорядном четырехцилиндровом двигателе

Несмотря на конструктивное уравновешивание центробежных сил инерции, в некоторых однорядных четырехцилиндровых двигателях на коленчатом валу устанавливают противовесы для разгрузки коренных подшипников от действия этих сил. Необходимость разгрузки коренных подшипников обусловлена тем, что центробежные силы инерции действуют в кривошипах каждого цилиндра, а коленчатый вал не абсолютно жесткий.

**Уравновешивание четырехтактного рядного шестицилиндрового двигателя.** Кривошипы коленчатого вала четырехтактного рядного шестицилиндрового двигателя располагаются под углом  $120^\circ$  (рис. 1.36), что создает равномерное чередование вспышек в цилиндрах 1-5-3-6-2-4.

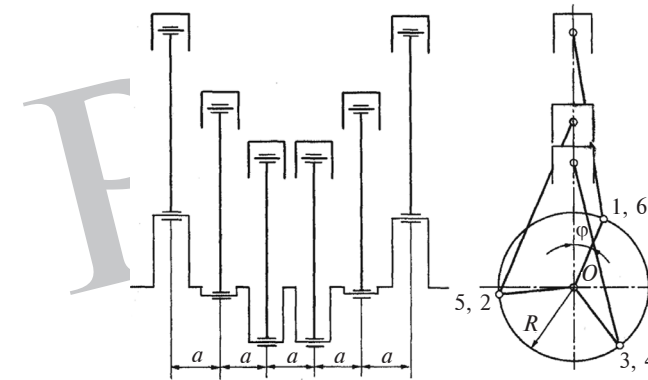


Рис. 1.36. Уравновешивание шестицилиндрового четырехтактного двигателя

Из схемы расположения кривошипов и направлений сил инерции в однородном шестицилиндровом двигателе можно сделать следующие выводы:

силы инерции первого порядка  $P_{л1}$  взаимно уравновешиваются, и их сумма равна нулю, т. е.  $\sum P_{л1} = 0$ ;

моменты от сил инерции  $P_{л1}$  также взаимно уравновешиваются, если их рассматривать относительно центра тяжести коленчатого вала (точка  $O$ ) в продольной плоскости, т. е.  $\sum M_{л1} = 0$ ;

силы инерции второго порядка  $P_{л2}$  для всех цилиндров равны и направлены в одну сторону. Их равнодействующая

$$\sum P_{л2} = -4m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi.$$

Равнодействующую сил инерции  $\sum P_{jl}$  можно уравновесить с помощью специальных механизмов (как и при уравнивании в однорядном двухцилиндровом двигателе). Сила  $\sum P_{jl}$  приложена к средней коренной шейке коленчатого вала и в зависимости от направления действия стремится оторвать двигатель от опор крепления или прижать двигатель к опорам. Так как силы  $P_{jl}$  образуют равнодействующую, суммарный момент этих сил равен нулю, т. е.  $\sum M_{jl} = 0$ .

Центробежные силы инерции  $P_{ц}$  для всех цилиндров равны и попарно уравниваются, их результирующая равна нулю, т. е.  $\sum P_{ц} = 0$ . Моменты действия центробежных сил инерции  $P_{ц}$ , если их рассматривать относительно центра тяжести коленчатого вала, также равны нулю, т. е.  $\sum M_{ц} = 0$ .

Так как углы между кривошипами равны и кривошипы не находятся в одной плоскости, суммы центробежных сил инерции первого и второго порядка равны нулю. Так как коленчатый вал имеет зеркальную симметрию, продольные моменты от действия всех сил  $\sum P_{jl} = 0$ ;  $\sum P_{jl} = 0$ ;  $\sum P_{ц} = 0$ .

Следовательно, четырехтактный шестицилиндровый однорядный двигатель полностью уравновешен от сил инерции возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс, а также от их моментов. Однако несмотря на это, иногда в шестицилиндровых двигателях на щеках кривошипа устанавливают противовесы для разгрузки коренных шеек коленчатого вала от действия центробежных сил, так как вал не абсолютно жесткий. На уравновешенность двигателей они влияния не оказывают.

**Уравнивание четырехтактного V-образного шестицилиндрового двигателя.** В шестицилиндровых четырехтактных V-образных двигателях с углом между рядами цилиндров  $90^\circ$  используется несимметричный коленчатый вал с тремя кривошипами, расположенными под углом  $120^\circ$  (рис. 1.37).

Оптимальный порядок работы цилиндров 1–4–2–5–3–6. В этом случае вспышки чередуются через  $90^\circ$  и  $150^\circ$  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.

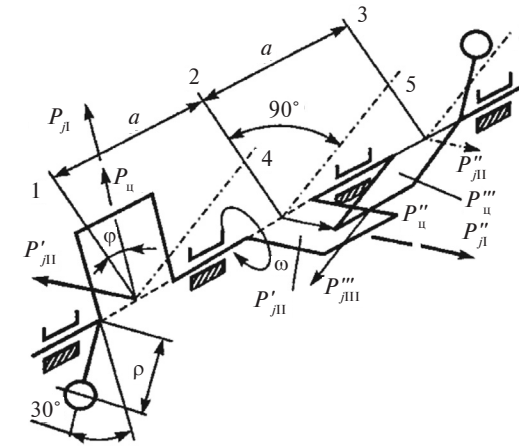


Рис. 1.37. Уравнивание четырехтактного шестицилиндрового V-образного двигателя с углом развала между осями цилиндров  $90^\circ$

Такая неравномерность чередования вспышек, как показывает опыт эксплуатации, не оказывает большого влияния на работу двигателя, но улучшает его уравновешенность.

При трехколенном валу на каждой шатунной шейке размещается по два шатуна. Шатуны располагаются рядом, поэтому оси цилиндров правого и левого блоков смещаются одна относительно 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.

В каждой двухцилиндровой секции такого типа двигателя результирующая сил инерции первого порядка и результирующая сил инерции от вращательно движущихся масс левого и правого цилиндров постоянны по величине и направлению (направлены от центра по радиусу кривошипа). Результирующая сил инерции второго порядка переменна по величине и действует в горизонтальной плоскости. На рисунке 1.37 силы  $P_{jl}$ ,  $P_{jl}$ ,  $P_{ц}$  – равнодействующие силы инерции для каждой секции спаренных цилиндров, штрихи в обозначении указывают номер секции цилиндра.

Для всего двигателя (для трех пар цилиндров) сумма сил инерции равна нулю, т. е.  $\sum P_{jl} = 0$ ;  $\sum P_{jl} = 0$ ;  $\sum P_{ц} = 0$ . Суммар-

ные моменты сил инерции первого порядка и центробежных сил будут равны соответственно:

$$\sum M_{j1} = \sqrt{3}m_j R\omega^2 a; \quad \sum M_{ц} = \sqrt{3}(m_k + 2m_2)R\omega^2 a.$$

Эти моменты действуют в одной вращающейся плоскости, проходящей через ось коленчатого вала и составляющей с плоскостью первого кривошипа угол  $30^\circ$ . Для уравнивания этих моментов устанавливают противовесы на двух крайних щеках коленчатого вала, как показано на рисунке 1.37. Масса противовеса определяется из условия

$$m_{пр}\rho\omega^2 b = \sum M_{j1} + \sum M_{ц},$$

где  $b$  — расстояние между центрами тяжести противовесов.

Суммарный момент от сил инерции второго порядка действует в горизонтальной плоскости и воспринимается опорами двигателя, этот момент не уравнивают, так как ведет к значительному усложнению конструкции.

**Балансировка коленчатого вала.** Балансировка заключается в выявлении неуравновешенного вала относительно оси вращения и в самом уравновешении с помощью удаления металла или с помощью прикрепления балансировочных грузов. Балансировка вращающихся деталей подразделяется на статическую и динамическую. Тело считается уравновешенным статически, если центр масс тела лежит на оси вращения.

Статической балансировке подвергают вращающиеся детали дисковой формы, у которых диаметр больше толщины. Деталь насаживают на цилиндрический вал, который укладывают на две параллельные горизонтальные призмы. Деталь самоустанавливается, повернувшись тяжелой частью вниз. Эта неуравновешенность устраняется прикреплением противовеса в точке, диаметрально противоположной нижней (тяжелой) части детали. На практике для статической балансировки используют приборы, позволяющие сразу определять массу балансирного груза и место его установки.

Динамическая балансировка обеспечивается при соблюдении условия статической балансировки и выполнении второго условия: сумма моментов центробежных сил вращающихся масс относительно любой точки оси вала должна равняться нулю. При выполнении этих двух условий ось вращения совпадает

с одной из главных осей инерции тела. Динамическая балансировка осуществляется при вращении вала на специальных балансировочных станках. ГОСТ ИСО 1940-1-2007 «Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса» устанавливает классы точности балансировки для жестких роторов, а также требования к балансировке и методы расчета дисбалансов. Так, например, узел коленчатого вала двигателя для легкового и грузового автомобилей оценивается классами точности G 16 или G 40, дисбаланс при этом должен быть в пределах  $16..40$  мм·рад/с.

Во время работы двигателя на каждый кривошип коленчатого вала действуют непрерывно и периодически изменяющиеся тангенциальные и нормальные силы, вызывающие в упругой системе узла коленчатого вала переменные деформации кручения и изгиба. Относительные угловые колебания сосредоточенных на валу масс, вызывающие закручивание отдельных участков вала, называются крутильными колебаниями.

Обычно расчет на крутильные колебания сводится к определению напряжений в коленчатом валу при резонансе, т. е. при совпадении собственной частоты возбуждающей силы с одной из частот колебаний вала. При возникновении необходимости уменьшения возникающих напряжений на коленчатом валу устанавливают гасители крутильных колебаний (демпферы).

В автотракторных двигателях наибольшее распространение получили гасители внутреннего (резиновые) и жидкостного трения. Они работают по принципу поглощения энергии колебаний с последующим рассеиванием ее в виде тепла. Резиновый гаситель состоит из инерционной массы, провулканизированной через резиновую прокладку к диску. Последний жестко соединен с коленчатым валом. На резонансных режимах инерционная масса начинает колебаться, деформируя резиновую прокладку. Деформация последней способствует поглощению энергии колебаний и «расстраивает» резонансные колебания коленчатого вала.

В гасителях жидкостного трения свободная инерционная масса помещается внутри герметически закрытого корпуса, который жестко связан с коленчатым валом. Пространство между стенками корпуса и массой заполнено специальной силиконовой жидкостью большой вязкости. При нагревании ее вязкость меняется незначительно.

Гасители крутильных колебаний следует устанавливать в том месте вала, где имеется наибольшая амплитуда колебаний.



### Контрольные вопросы

1. Какие силы и моменты действуют в КШМ одноцилиндрового двигателя?
2. Как определить суммарные силы и моменты в одноцилиндровом двигателе?
3. Что такое уравнивание двигателя?
4. Какие методы применяются для уравнивания двигателя?
5. Как производится уравнивание одноцилиндрового двигателя?
6. Как производится уравнивание однорядного двухцилиндрового двигателя?
7. Укажите особенности уравнивания однорядного четырехцилиндрового двигателя.
8. Как уравнивается четырехтактный рядный шестицилиндровый двигатель?
9. В чем особенность уравнивания V-образных двигателей?
10. Что собой представляет балансировка коленчатого вала?

### 1.11. КОНСТРУКЦИЯ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Базовые детали КШМ можно разделить:

на неподвижные – картер, блок цилиндров, цилиндры, головка блока цилиндров, прокладка головки блока и поддон. Обычно блок цилиндров отливают вместе с верхней половиной картера, поэтому иногда его называют блок-картером;

подвижные – поршни, поршневые кольца и пальцы, шатуны, коленчатый вал и маховик.

**Неподвижные детали КШМ.** Блок-картеры отливаются из серого легированного чугуна или высококремнистых алюминиевых сплавов (силуминов). Некоторыми фирмами практикуется изготовление блоков из металлокерамики.

Блок-картер 1 (рис. 1.38) является основной корпусной деталью дизеля (остов двигателя), представляет собой жесткую чугунную отливку. В нем размещаются и работают подвижные детали, к нему крепятся практически все навесные агрегаты и приборы, обеспечивающие работу двигателя. Блок-картер, называемый также блоком цилиндров, включает цилиндры, рубашку охлаждения и картер приводного механизма.

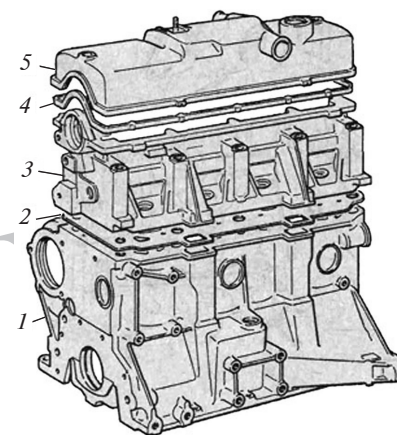


Рис. 1.38. Корпусные детали двигателя:

1 – блок-картер (блок цилиндров); 2 – прокладка головки блока; 3 – головка блока; 4 – прокладка клапанной крышки; 5 – клапанная крышка

Верхняя часть блок-картера представляет собой блок цилиндров, нижняя – картер. Сверху блок цилиндров закрывают головкой. Головку крепят к блок-картеру шпильками или болтами. Между блок-картером и головкой устанавливают уплотнительную прокладку.

Недостатком чугуна при производстве блока цилиндров является его большой удельный вес. Для улучшения динамики, особенно для автомобиля, конструкторы всеми силами стараются уменьшить вес всех компонентов автомобиля, включая двигатель. Поэтому блок цилиндров двигателя многих современных автомобилей отливается из алюминиевого сплава. Алюминий, кроме малого веса, не имеет никаких преимуществ перед чугуном, но при этом появляются новые трудности. Алюминиевые сплавы гораздо мягче чугуна, поэтому для обеспечения не-

обходимой жесткости приходится делать более толстыми несущие стенки блока и делать сложную систему ребер жесткости. Алюминий имеет более высокий коэффициент температурного расширения, поэтому приходится более строго контролировать зазоры между различными деталями двигателя. Поршни всех современных двигателей для облегчения веса изготавливаются чаще всего из алюминиевых сплавов. Но коэффициент трения в паре материалов «алюминий – алюминий» очень большой, и алюминий обладает низкой износостойкостью. Поэтому поверхность цилиндров должна быть изготовлена не из алюминия, а из другого материала. В алюминиевых блоках тонкостенные чугунные гильзы из износостойкого чугуна вплавляются в алюминиевую отливку при изготовлении отливки блока.

**Подвижные детали КШМ. Поршневая группа** (рис. 1.39) включает в себя поршень, поршневые кольца, поршневой палец с фиксирующими деталями, шатун.

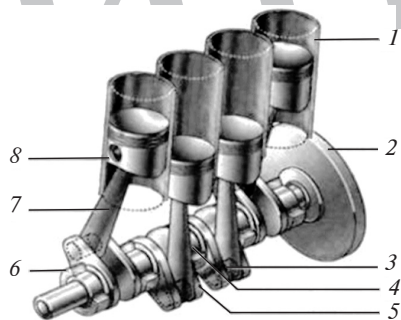


Рис. 1.39. Схема КШМ:

1 – цилиндр; 2 – маховик; 3 – шатунный подшипник; 4 – коленчатый вал; 5 – кривошип; 6 – коренной подшипник; 7 – шатун; 8 – поршневая группа

Поршень изготавливается из алюминия, легированного кремнием и другими металлами, методом литья в кокиль (специальная форма) или методом штамповки с последующей обработкой детали резанием.

Поршень состоит из днища, канавок для колец, бобышек и юбки. Поршень должен выдерживать высокое давление и температуру (например, на поршень дизельного двигателя действуют давление 4 МПа и температура 2000 °С).

Конструкция поршня зависит от конструкции камеры сгорания, а качество сгорания топливоздушная смеси, в свою очередь, зависит от конструкции поршня. Поршневые кольца, установленные в канавки, герметизируют камеру сгорания со стороны картера. Поршневой палец вставляется в бобышки поршня. Поршень имеет днище, уплотняющую и направляющую часть (юбку) (рис. 1.40). Днище и уплотняющая часть составляют головку поршня. Форма и конструкция поршня в значительной степени определяются формой камеры сгорания.



Рис. 1.40. Поршень и поршневые кольца:

1 – днище поршня; 2 – канавки под поршневые кольца;  
3 – отверстия для слива масла; 4 – юбка поршня;  
5 – маслосъемное кольцо; 6 – компрессионное кольцо;  
7 – замок кольца; 8 – бобышка; 9 – головка поршня

Конструкция поршня должна обеспечивать такой зазор между поршнем и цилиндром, который исключал бы стуки поршня после запуска двигателя и заклинивание его в результате теплового расширения при работе двигателя под нагрузкой. Поэтому головка поршня имеет диаметр меньше, чем юбка поршня. В быстроходных двигателях, особенно при применении коротких шатунов, скорость изменения силы давления на «зеркало» цилиндра довольно значительна. Это приводит к удару поршня о цилиндр и его повышенному износу.

С внутренней стороны юбки поршня имеются приливы – бобышки с отверстиями под поршневой палец. Для фиксации пальца в бобышках проточены канавки под стопорные кольца. Кроме того, в головке поршня имеются канавки под поршневые кольца. В нижней канавке находятся дренажные отверстия для отвода масла диаметром 2,5...3 мм. Днище головки является одной из стенок камеры сгорания и воспринимает давление газов, подвергается воздействию пламени и горячих газов.

**Поршневые кольца** изготавливаются из чугуна, легированного никелем, хромом, молибденом и другими металлами, или из стали. Скользящее соединение между поршнем и цилиндром герметично, т. е. газы, находящиеся под давлением в надпоршневом пространстве, не проникают между поршнем и стенками цилиндра в картер двигателя. Обеспечить приемлемую герметичность — основное предназначение поршневых колец. При этом необходимо отметить, что незначительная часть газов из камеры сгорания все равно проникает во внутреннее пространство картера даже нового, вполне исправного двигателя.

Уплотнение при помощи поршневых колец в технике называется уплотнением лабиринтного типа. В уплотнениях подобного типа всегда происходит некоторая утечка газов. Но эта утечка на исправном двигателе обычно лежит в диапазоне 0,5...1,0 %.

Кроме уплотнения, поршневые кольца выполняют еще две задачи — регулируют количество масла на стенках цилиндра, необходимого для смазывания как самих колец, так и поршня, и отводят тепло от поршня к стенкам цилиндра.

Поршневые кольца делятся на два типа: компрессионные и маслосъемные (рис. 1.41).

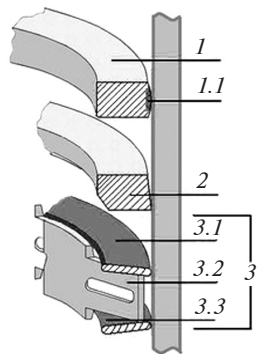


Рис. 1.41. Схема устройства поршневых колец:

- 1 — первое (верхнее) компрессионное кольцо; 1.1 — молибденовая противоизносная вставка; 2 — второе компрессионное кольцо;  
3 — маслосъемное кольцо; 3.1 — верхняя маслосъемная пластина;  
3.2 — тангенциальный расширитель; 3.3 — нижняя маслосъемная пластина

Компрессионные кольца обеспечивают необходимую герметичность, а маслосъемные кольца регулируют количество масла

на стенках цилиндра (именно регулируют, а не полностью удаляют, поскольку полное или слишком большое удаление масла приведет к масляному голоданию соединения поршня со стенками цилиндра в верхней части поршня и последующему заклиниванию поршня в цилиндре).

Большинство поршней двигателей имеют по три кольца: два компрессионных и одно маслосъемное. Кольцо, установленное в канавку поршня, находящегося в цилиндре двигателя, должно принять абсолютно круглую форму (это выполняется, если сама гильза цилиндра не имеет деформаций) и быть прижатым к поверхности цилиндра по всей наружной окружности поршневого кольца. Для обеспечения этого упругое поршневое кольцо изготавливается не в виде правильной окружности, а в виде дуги переменного радиуса (большого, чем диаметр цилиндра) и имеет в свободном состоянии достаточно большой зазор между концами. При установке в цилиндр кольцо сжимается, и зазор в замке кольца становится равным 0,15...0,5 мм.

**Поршневой палец.** По условиям кинематической схемы КШМ, преобразующего возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение, необходимо, чтобы обе головки шатуна были подсоединены шарнирно. Поршневой палец является осью качания шатуна в соединении с поршнем. Через поршневой палец передаются все силы, возникающие между поршнем и шатуном. Поршневой палец относится к деталям двигателя, совершающим возвратно-поступательное движение во время работы.

Поршневые пальцы полые, изготавливаются из низкоуглеродистых сталей, легированных никелем и хромом, и представляют собой короткую стальную толстостенную трубку. Поверхность пальцев обрабатывается с высокой точностью и полируется. Для придания поверхности пальца необходимой прочности ее закалывают токами высокой частоты, цементируют или азотируют.

Пальцы, запрессованные в верхнюю головку шатуна, в бо-  
бышках поршня перемещаются свободно, а в головку шатуна устанавливаются со значительным натягом. Натяг должен обеспечивать неподвижное положение пальца при существенных нагрузках, действующих на детали.

По наружному диаметру пальцы подразделяются на классы — через 0,004 мм. Класс маркируется краской на торце пальца или, если позволяет толщина стенки, цифрой или буквой.

**Шатун** ДВС соединяет поршень двигателя с коленчатым валом и во время работы двигателя передает все усилия от поршня на коленчатый вал и, наоборот, от коленчатого вала к поршню. Основными элементами шатуна (рис. 1.42) являются стержень, верхняя и нижняя головки.

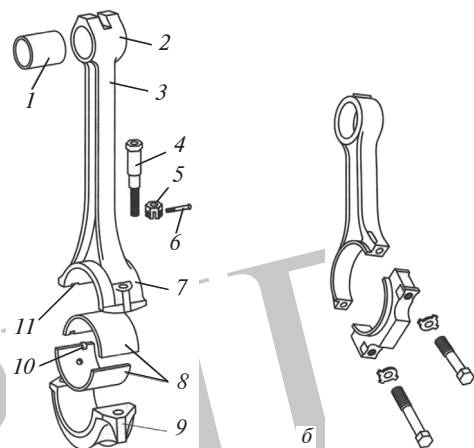


Рис. 1.42. Конструкция шатунов:

*a* – шатун с прямым разъемом; *б* – шатун с косым разъемом;

1 – втулка поршневого пальца; 2 – верхняя головка шатуна;

3 – стержень; 4 – шатунный болт; 5 – гайка; 6 – шплинт;

7 – нижняя головка шатуна; 8 – вкладыши шатунного подшипника;

9 – крышка; 10 – усик вкладыша; 11 – паз нижней головки шатуна

Шатуны изготавливают из углеродистой или специальной стали путем штамповки нагретых заготовок, после чего подвергают обработке резанием и термической обработке (закалке и отпуску). Стержень шатуна для увеличения прочности имеет двутавровое сечение. При принудительной смазке поршневого пальца в стержне шатуна сверлят специальный канал.

Крышку крепят к шатуну двумя шатунными болтами, изготовленными из специальной стали и термически обработанными. Болты имеют шлифованные пояса и точно подогнаны к отверстиям в шатуне и крышке, что обеспечивает высокую точность соединения крышки с шатуном и точность формы подшипника при закреплении крышки. Чтобы избежать ослабления крепления, гайки шатунных болтов надежно стопорят шплинтами, стопорными шайбами или контргайками. В нижнюю голов-

ку шатуна вставляются тонкостенные вкладыши подшипников скольжения. Вкладыш изготавливается в виде дуги переменного радиуса, в месте замка большего, чем диаметр посадочного отверстия. Кроме того, длина вкладыша обеспечивает небольшой выступ вкладыша над плоскостью разреза головки шатуна, этим обеспечивается необходимый натяг, предотвращающий проворачивание вкладыша в головке. Вкладыши также имеют установочный усик, вставляемый в канавки, фрезерованные в шатуне и крышке шатуна, которые тоже предназначены для исключения проворачивания вкладыша в нижней головке шатуна.

**Коленчатый вал** предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение.

Шейки подшипников, в которых коленчатый вал вращается в блоке цилиндров, называются коренными, шейки подшипников, вращающиеся внутри нижней (большой) головки шатуна, – шатунными.

Именно коленчатый вал превращает возвратно-поступательное движение поршня во вращательное.

Общий вид и элементы конструкции типичного вала поршневого двигателя показаны на рисунке 1.43.

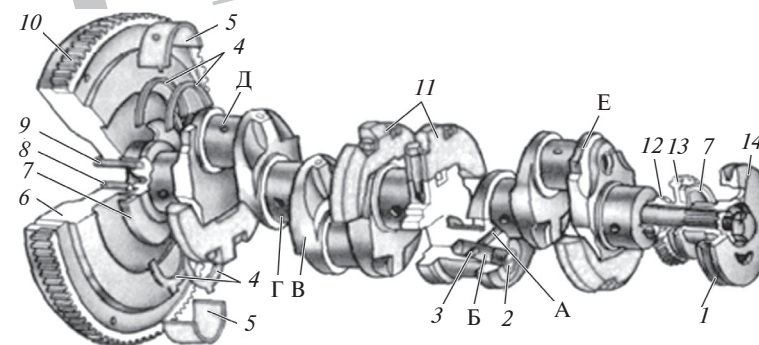


Рис. 1.43. Коленчатый вал двигателя Д-245 с сопряженными деталями:

А – канал подвода масла; Б – полость центробежной очистки масла; В – шейки кривошипа; Г – коренные шейки коленчатого вала; Д – шатунные шейки коленчатого вала; Е – гальтель; 1 – шкив; 2 – пробка; 3 – трубка;

4 – упорные полукольца; 5 – вкладыш коренного подшипника; 6 – маховик;

7 – маслоотражатель; 8 – установочный штифт; 9 – болт крепления маховика; 10 – зубчатый венец; 11 – противовесы; 12 – шестерня коленчатого вала; 13 – ведущая шестерня привода масляного насоса;

14 – болт для проворачивания вала

Поршни перемещаются вверх и вниз между верхней и нижней мертвыми точками. Поршень соединен с коленчатым валом через поршневой палец и шатун. Таким образом, шатуны не только перемещаются вверх и вниз, но и вращаются. Вращательное движение коленчатого вала передается маховику, масляному насосу, насосу охлаждающей жидкости и т. п. Кроме того, от коленчатого вала могут приводиться уравнивающие валы, снижающие вибрацию.

Коленчатые валы динамически отбалансированы за счет отверстий в шейках и противовесов, компенсирующих массу шатунных шеек.

Коленчатый вал состоит из коренных и шатунных шеек, соединенных шеками В, к которым крепятся противовесы (могут быть отлитыми как одно целое с валом) переднего конца коленчатого вала.

На передний конец вала устанавливаются шестерня привода газораспределения (шестерня коленчатого вала), шестерня привода масляного насоса, шкив привода водяного насоса 1 и генератора. На заднем конце коленчатого вала имеются маслоотражательный гребень 7, маслосгонная резьба и фланец (может отсутствовать) для крепления маховика. В торце имеется гладкое отверстие под подшипник для опоры ведущего вала коробки передач. В коренных шейках для масляных каналов выполнены отверстия под углом к пустотелым шатунным шейкам Б, где масло дополнительно очищается под действием центробежных сил.

В большинстве случаев применяют полноопорные коленчатые валы, т. е. каждая шатунная шейка расположена между коренными.

Как коренные, так и шатунные шейки коленчатого вала вращаются в подшипниках скольжения. Вращающиеся в подшипниках скольжения шейки коленчатого вала должны иметь поверхность, имеющую очень высокую способность сопротивления износу. Поэтому эта поверхность, как и поверхности, контактирующие с сальниками, подвергается различным способам поверхностного упрочнения, чаще всего закалке при помощи токов высокой частоты, азотированию и качественной механической обработке.

**Вкладыши коренных и шатунных подшипников** коленчатого вала тонкостенные, изготовленные из биметаллической полосы.

По внутреннему диаметру основные вкладыши изготавливаются двух размеров в соответствии с номиналом шеек коленчатого вала.

**Маховик** служит для обеспечения равномерного вращения коленчатого вала, вывода деталей кривошипного механизма из мертвых точек, накопления во время такта расширения кинетической энергии, необходимой для вращения коленчатого вала в период между вспышками в отдельных цилиндрах, облегчения пуска двигателя и плавного трогания с места.

У большинства двигателей на поверхности обода или на торцевой поверхности маховика нанесены метки, по которым можно определить мертвые точки, а также метки для установки момента подачи топлива у дизельного двигателя.



### Контрольные вопросы

1. Перечислите неподвижные детали КШМ.
2. Опишите конструкцию подвижных деталей КШМ.
3. Какие материалы применяются для изготовления деталей КШМ?

## 1.12. КОНСТРУКЦИЯ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

Газораспределительный механизм служит для своевременного наполнения цилиндров двигателя горючей смесью или воздухом и выпуска из них отработавших газов.

Классификация механизмов газораспределения производится в зависимости от того, каким образом в них осуществляется управление процессами впуска и выпуска. При этом выделяют три основных типа механизмов управления: поршневые, клапанные и гильзовые.

Механизм газораспределения с поршневым управлением процесса впуска и выпуска применяется на двухтактных двигателях сравнительно небольшого литража. Для этих двигателей фазы газораспределения задаются за счет осуществляемого непосредственно поршнем открытия и закрытия окон в стенке цилиндра. Механизм газораспределения с клапанным управлением

наиболее распространен на современных четырехтактных двигателях, а также мощных двухтактных с клапанно-щелевой схемой продувки. Управление газораспределением осуществляется при помощи тарельчатых клапанов, имеющих, как правило, привод от распределительного вала.

При проектировании механизма привода клапанов стремятся по возможности приблизить распределительный вал к клапанам, что позволяет уменьшить поступательно движущиеся массы и увеличить общую жесткость механизма привода, снизить колебания, сопровождающиеся нарушением работы всего механизма, смещением фаз газораспределения, отскакиванием толкателя от кулачка и повышением шума при работе. С увеличением частоты вращения коленчатого вала силы инерции значительно возрастают, что вынуждает во избежание кинематического размыкания механизма повышать усилия пружин и жесткость механизма привода.

По расположению клапанов механизмы газораспределения подразделяют на нижнеклапанные (с боковым расположением клапанов), верхнеклапанные (с подвесными клапанами) и со смешанным расположением клапанов.

У двигателя с нижнеклапанным механизмом газораспределения распределительный вал расположен в блоке; клапаны расположены также в блоке, в ряд сбоку от цилиндров, тарелками вверх.

Выделяют двигатели с распределительным валом, расположенным в блоке цилиндров или в головке блока цилиндров, и без распределительного вала. Привод клапанов осуществляется от расположенного под ними распределительного вала. Основным недостатком нижнеклапанной компоновки — из-за сложного пути бензовоздушной смеси значительно ухудшается наполнение цилиндров, особенно при работе на высоких частотах вращения коленчатого вала, как следствие — наблюдается относительная тихходность и неэкономичность. Степень сжатия таких двигателей не превышает 7,0...7,1, и при ее повышении двигатель становится склонным к детонации. У двигателей с верхнеклапанным механизмом газораспределения клапаны расположены в головке цилиндров, а распределительный вал — в блоке.

Механизм газораспределения с подвесными клапанами (рис. 1.44), применяемый в дизелях, работает следующим обра-

зом. Коленчатый вал приводит во вращение через шестерни распределительный вал. При повороте распределительного вала его кулачок своим выступом поднимает толкатель, вместе с ним и штангу, которая упирается нижним концом в дно толкателя, а верхним — в регулировочный винт коромысла. Коромысло, установленное на валике, поворачивается вокруг него и отжимает впускной клапан вниз.

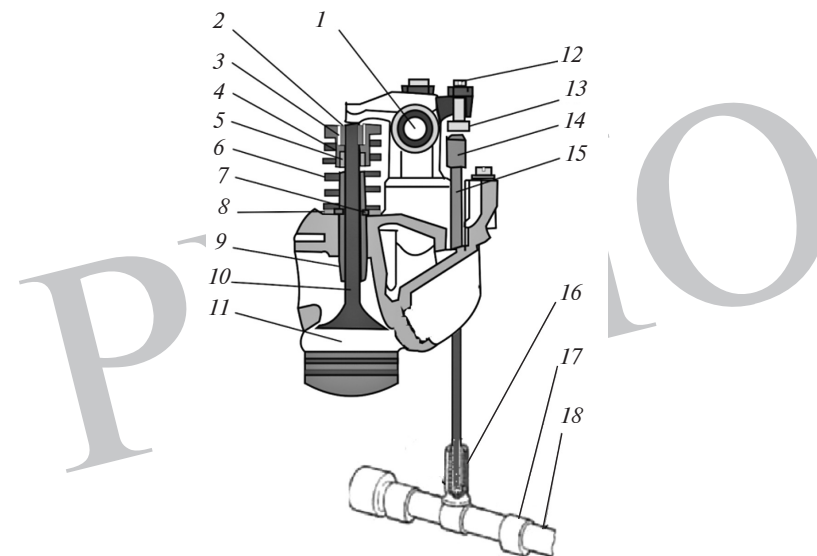


Рис. 1.44. Газораспределительный механизм с подвесными клапанами:  
1 — валик коромысел; 2 — сухари; 3 — конусная втулка; 4 — тарелка;  
5 — резиновые колпачки; 6 — пружины; 7 — замочное кольцо; 8 — шайба;  
9 — направляющие втулки; 10 — впускной клапан; 11 — камера сжатия цилиндра; 12 — плечо коромысла с контргайкой; 13 — регулировочный винт;  
14 — наконечник штанги; 15 — штанга; 16 — толкатель;  
17 — кулачок распределительного вала; 18 — распределительный вал

Открывается отверстие канала в головке цилиндров, а пружины, предварительно сжатые (чтобы удержать клапан в закрытом положении), сжимаются дополнительно. Стержень клапана движется в направляющей втулке. Клапан 10 открыт полностью, когда толкатель находится на вершине кулачка 17. При дальнейшем повороте распределительного вала толкатель начинает опускаться, а клапан под действием пружин движется вверх. Когда

выступ кулачка выходит из-под толкателя, давление на клапан прекращается, и он под действием пружин плотно закрывает седло клапана в головке цилиндра.

При обратном движении клапана детали передачи (коромысло, штанга и толкатель) перемещаются в первоначальное положение.

Преимущества верхнеклапанного привода клапанов — относительно простая конструкция и обеспечение достаточно высокой надежности механизма, так как используется простой и надежный привод распределительного вала шестернями. Существенным недостатком этих двигателей является большая инерционность механизма газораспределения, что ограничивает максимальную частоту вращения коленчатого вала. Кроме того, такая схема затрудняет использование более двух клапанов на цилиндр, так как двигатели, имеющие четыре клапана на цилиндр, имеют большие габариты и массу, что делает их малоприменимыми в легковых автомобилях, но вполне приемлемыми для грузовых.

У двигателей со смешанным расположением клапанов впускные клапаны находятся в головке блока, как у верхнеклапанного двигателя, и приводятся в действие при помощи штанг-толкателей, а выпускные — в блоке, как у нижнеклапанного. Распределительный вал расположен в блоке. В зависимости от конкретной конфигурации привода клапанов различают двигатели:

— с приводом клапанов коромыслами; клапаны расположены по бокам от распределительного вала, обычно V-образно, и приводятся в движение насаженными на общую ось коромыслами, одни концы которых толкаются кулачками вала, а другие приводят в движение стержни клапанов;

— с приводом клапанов рычагами; распределительный вал установлен над расположенными в ряд клапанами, приводит их посредством рычагов, опирающихся на ось или шаровую опору, толкая их кулачками примерно посередине. Эта схема имеет ряд существенных недостатков в связи с повышенной шумностью и высокими нагрузками в месте контакта кулачков вала и рычагов;

— с приводом клапанов толкателями; распределительный вал расположен прямо над клапанами и приводит их в движение через цилиндрические толкатели. Этот механизм отличается простотой конструкции и минимальными инерционными нагрузками деталей.

Привод зубчатым ремнем в настоящее время наиболее распространен на легковых автомобилях. Преимуществом привода зубчатым ремнем являются дешевизна и бесшумность работы, недостаток — в большинстве выпускаемых двигателей обрыв ремня вызывает удар тарелок клапанов о поршень. Во избежание этого рекомендуется строго соблюдать периодичность замены зубчатого ремня, ресурс которого составляет от 50 до 150 тыс. км пробега автомобиля. Кроме того, следует учитывать, что резина стареет со временем и при малых ежегодных пробегах замена ремня может потребоваться раньше, чем это установлено заводом-изготовителем. К обрыву ремня может привести неисправность роликов натяжения, за состоянием которых требуется постоянный контроль.

Цепной привод используется в двигателях легковых и грузовых автомобилей. Широко распространены цепные передачи, с помощью которых можно кинематически связывать валы с большими межосевыми расстояниями. Соблюдение точности межосевых расстояния значения не имеет, так как в цепных передачах устанавливают натяжные приспособления для компенсации износа звеньев цепи и удлинения ее в процессе эксплуатации. Цепи натягивают вручную при очередном техническом обслуживании или автоматически действующими приспособлениями и механизмами, обеспечивающими силы натяжения. Приспособление представляет собой подвижную звездочку, установленную на качающемся рычаге, или эксцентриковый валик, поворачиваемый с помощью гидравлических или пружинных устройств. Под действием переменных передаваемых моментов и вследствие неравномерного вращения коленчатого вала возникают вынужденные колебания цепей, вызывающие на некоторых режимах работы двигателя резонансные колебания с большими амплитудами.

Для передач с большими межосевыми расстояниями нашли преимущественное распространение втулочно-роликовые цепи. Цепь обычно сдвоенная, находится в объеме двигателя, омываемого маслом.

Пластинчатые цепи применяются реже и главным образом в передачах с малым межосевым расстоянием.

Преимущества цепной передачи — отсутствие внезапного обрыва (изношенная цепь начинает стучать, особенно при холодном двигателе, предупреждая о необходимости замены); большой

ресурс (в два-три раза больше, чем у зубчатого ремня); долговечность. Недостатки — дороговизна, несколько большая шумность. Сильно изношенная цепь может растягиваться и перескакивать через несколько зубьев, что вызывает смещение фаз газораспределения и нарушение рабочего процесса двигателя.

**Клапаны** (рис. 1.45) состоят из тарелки и стержня. Переход от тарелки к стержню сделан плавным, что обеспечивает клапану необходимую прочность и улучшает отвод тепла от тарелки.

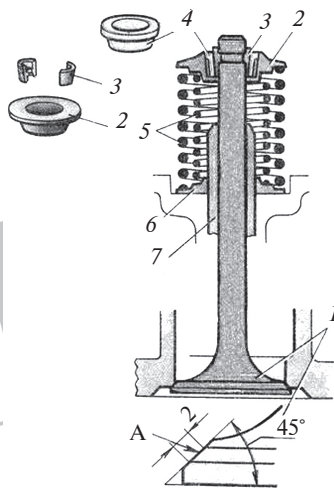


Рис. 1.45. Клапан в сборе:

- 1 — клапан; 2 — тарелка пружин; 3 — сухарики;  
4 — втулка сухариков; 5 — пружины; 6 — опорная шайба пружин;  
7 — направляющая втулка клапана; А — фаска клапана

Чтобы плотно закрыть отверстие в головке цилиндров, тарелка имеет конусный пояс (фаску). Такую же фаску имеет седло клапана в головке цилиндров. У большинства двигателей эти фаски сняты под углом  $45^\circ$ . Плотность прилегания фасок клапана и седла достигается шлифовкой, а затем притиркой друг к другу.

Головка клапана является наиболее нагруженной частью. В головке возникают высокие неравномерные механические напряжения от действия газов и от ударных нагрузок при посадке клапана и термические напряжения. Наибольшая концентрация напряжений возникает на поверхности посадочного конуса и в зоне от головки к стержню клапана. Механические и термиче-

ские напряжения изменяются циклически, поэтому разрушение головок клапанов носит усталостный характер. Кроме того, головки выпускных клапанов подвергаются воздействию высокотемпературной газовой коррозии. Температура в центре головки выпускных клапанов двигателя с ИЗ достигает  $800^\circ\text{C}$ , а впускных —  $500^\circ\text{C}$ .

Для повышения теплоотвода от головки к стержню выпускные клапаны делают полыми и внутренние полости заполняют примерно на 40 % металлическим натрием, имеющим температуры плавления  $98^\circ\text{C}$  и кипения  $883^\circ\text{C}$ . Температура кипения металлического натрия ниже температуры головки клапана, поэтому давление в полости не повышается. Отвод тепла от головки клапана происходит при взбалтывании силами инерции расплавленного натрия, имеющего высокую теплопроводность.

Для лучшего наполнения цилиндра у некоторых двигателей диаметр тарелки впускного клапана больше диаметра тарелки выпускного, а для улучшения теплоотвода диаметр стержня выпускного клапана должен быть на 10...15 % больше, чем впускного. У впускных клапанов направляющую втулку делают короче для увеличения проходного сечения во впускном патрубке.

Плотная посадка клапана на седло может быть обеспечена только при наличии зазора в клапанном механизме. Для установления зазора в механизме предусмотрен регулировочный винт 13 (см. рис. 1.44), обычно выполненный в виде шпильки с закаленной опорой, ввертываемой в одно из плеч коромысла.

Клапаны изготавливают из легированной стали. Торцы стержня клапана закаливают. Для выпускных клапанов применяют жаростойкие хромокремнистые стали.

Рабочие поверхности деталей передачи механизма газораспределения шлифуют и подвергают термической обработке.

*Толкатели* (рис. 1.46) бывают грибовидной или цилиндрической формы, а также рычажные и роликовые.

Для уменьшения веса толкатели часто делают пустотелыми. Толкатели перемещаются в направляющих втулках из антифрикционного чугуна или непосредственно в отверстиях блок-картера.

Для более равномерного износа опорной и направляющей (цилиндрической) поверхностей толкатель одновременно с прямолинейным совершает и вращательное движение — вокруг своей оси.

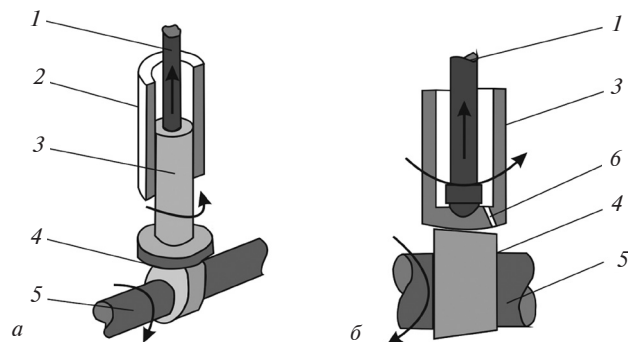


Рис. 1.46. Типы толкателей:  
 а — грибовидная форма, б — цилиндрическая форма;  
 1 — штанга; 2 — направляющая втулка; 3 — толкатель; 4 — кулачок  
 распределительного вала; 5 — распределительный вал;  
 б — канал для отвода масла

*Штанги* могут быть трубчатыми, сплошными или комбинированными. Трубчатые штанги изготавливают из стальных или дюралюминиевых трубок, в которые запрессовывают стальные, термически обработанные сферические опоры. Сплошные стальные штанги со сферическими опорами чаще всего изготавливают как одно целое путем холодной штамповки, а затем подвергают термической обработке.

*Коромысло* (рис. 1.47) предназначено для воздействия на клапан с целью его открытия. Коромысло представляет собой двуплечий рычаг, изготовленный из стали. В его центре сделано утолщение, в нем выполнено отверстие, куда запрессована втулка. На длинном плече коромысло имеет закаленный боек, которым оно давит на клапан, а на другом плече — резьбовое отверстие, в которое вворачивается регулировочный винт, предназначенный для установления зазора между клапаном и бойком коромысла, для обеспечения плотного закрытия клапанов. Коромысло качается на оси, установленной на стойках, прикрученных к головке блока. Распорные пружины и стопорные кольца удерживают коромысло от осевого смещения.

Валики коромысел стальные, обычно пустотелые, их внутренняя полость используется как канал для подвода масла, смазывающего втулки коромысел и трущиеся поверхности наконечников штанг и головок регулировочных болтов. Чтобы масло не

вытекало из валиков коромысел, наружные концы их закрыты заглушками.

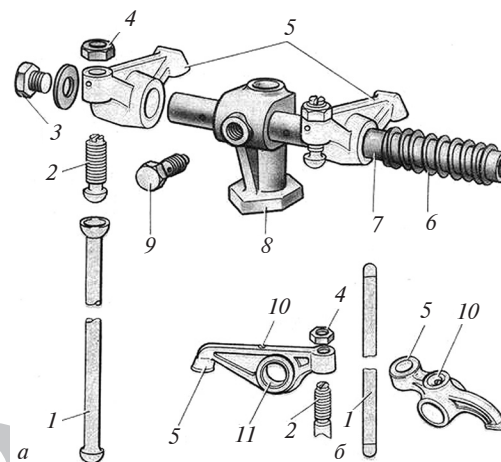


Рис. 1.47. Элементы конструкции ГРМ:  
 а — с углублением в наконечнике штанги;  
 б — со сферическим наконечником штанги;  
 1 — штанга; 2 — регулировочный винт; 3 — заглушка; 4 — контргайки;  
 5 — коромысло; 6 — пружина; 7 — ось коромысла; 8 — стойка;  
 9 — болт-штуцер; 10 — отверстие для масла; 11 — втулка

*Распределительный вал* (см. рис. 1.44) предназначен для своевременного открытия и закрытия клапанов в определенной последовательности, кулачки и опорные шейки распределительного вала отлиты заодно с ним.

Кулачки подвергаются закалке токами высокой частоты. Шейки вала вращаются во втулках, запрессованных в блоке. Втулки могут быть изготовлены из бронзы, металлокерамики или из стали. *Распределительные шестерни* необходимы для передачи вращения от коленчатого вала распределительному валу, масляному насосу и другим агрегатам двигателя.

**Фазы газораспределения.** В течение одного рабочего цикла четырехтактного двигателя впускной и выпускной клапаны открываются по одному разу. Для этого распределительный вал должен совершить один оборот, а коленчатый вал — два оборота.

При рассмотрении рабочих процессов ДВС в первом приближении было принято, что открытие и закрытие клапанов про-

исходят в мертвых точках. Однако в действительности открытие и закрытие клапанов не совпадают с положением поршней в мертвых точках. Это связано с тем, что время, приходящееся на такты впуска и выпуска, очень мало и при максимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя составляет тысячные доли секунды. Поэтому если открытие и закрытие впускных и выпускных клапанов будут происходить точно в мертвых точках, то наполнение цилиндров горючей смесью и очистка их от продуктов сгорания будут недостаточными. В связи с этим моменты открытия и закрытия клапанов в четырехтактных двигателях происходят с определенным опережением или запаздыванием относительно положения поршней в ВМТ и НМТ.

Фазами газораспределения (рис. 1.48) называются отклонения кривошипа коленчатого вала относительно его верхнего и нижнего положений в начале открытия или в конце закрытия клапанов. Эти отклонения выражаются в градусах окружности.

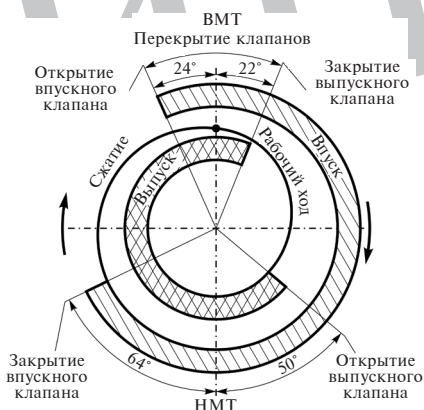


Рис. 1.48. Диаграмма фаз газораспределения двигателя ГАЗ-3307

Выпускной клапан всегда открывается со значительным опережением, т. е. прежде чем кривошип во время рабочего хода дойдет до крайнего нижнего положения. Опережение открытия этого клапана (44...50° окружности) позволяет продуктам сгорания выходить из цилиндра до того, как поршень начнет подниматься. Это предохраняет двигатель от перегрева и уменьшает потерю мощности, затрачиваемой на совершение такта выпуска. Чтобы лучше очистить цилиндр от ОГ, выпускной клапан закры-

вается с небольшим запаздыванием, т. е. после того, как кривошип отойдет от верхнего крайнего положения (13...27°).

Впускной клапан открывается с небольшим опережением. В этом случае впускной и выпускной клапаны в течение короткого времени одновременно открыты (перекрытие клапанов). Опережение открытия впускного клапана (9...24°) обеспечивает его наибольший подъем к моменту поступления горючей смеси в цилиндр и его лучшего заполнения. Закрывается впускной клапан всегда со значительным запаздыванием (51...64°) для того, чтобы увеличить наполнение цилиндра горючей смесью за счет его инерции и небольшого разрежения в цилиндре, когда поршень находится около мертвой точки.

Тепловые зазоры и порядок их регулировки указаны в инструкциях по эксплуатации машин. У всех двигателей как для впускных, так и выпускных клапанов на холодном двигателе зазоры между коромыслом и клапаном должны быть в пределах 0,25...0,3 мм.

Зазоры в клапанном механизме регулируют на холодном двигателе регулировочным винтом с контргайкой, ввернутым в короткое плечо коромысла. Для этого между бойком коромысла и стержнем клапана помещают шуп (тонкую стальную пластину) толщиной в требуемый зазор. Ослабляют контргайку. Вращая отверткой винт, зажимают шуп, пока не возникнет усилие при его протягивании. Удерживая положение винта отверткой, зажимают контргайку. Затем эти операции повторяют в соответствии с порядком работы цилиндров.



### Контрольные вопросы

1. Как проводится классификация механизмов газораспределения?
2. Какие типы газораспределительных механизмов применяются на современных двигателях?
3. Какие имеются варианты расположения клапанов?
4. С помощью чего осуществляется привод распределительных валов?
5. Какие конструктивные особенности имеют впускные и выпускные клапаны?
6. Что собой представляет диаграмма фаз газораспределения двигателя?

### 1.13. КОНСТРУКЦИЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ, СМАЗКИ И ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

**Системы охлаждения двигателей.** Сгорание топливо-воздушной смеси сопровождается выделением значительного количества теплоты. Функции регулируемого принудительного отвода теплоты выполняет система охлаждения, которая должна обеспечивать:

- 1) автоматическое поддержание оптимального теплового режима независимо от режима работы двигателя и внешних условий;
- 2) быстрый прогрев двигателя до рабочей температуры;
- 3) длительное сохранение теплоты после остановки двигателя;
- 4) малые энергетические затраты, связанные с приводом агрегатов системы охлаждения.

Тепловой режим двигателя, характеризуемый температурой воды на выходе из водяной рубашки системы охлаждения и температурой масла в картере, зависит от теплообмена в двигателе. Одним из важнейших факторов, определяющих систему охлаждения, следует считать вид охлаждающего агента, с помощью которого теплота отводится от нагретых деталей двигателя. Таким агентом может быть воздух, а также водяные пары или различные жидкости. Различают соответственно воздушное, пароводяное и жидкостное охлаждение.

В зависимости от того, как осуществляется замена горячего агента холодным, различают циркуляционные, прямоточные и испарительные типы систем охлаждения. Циркуляционный вид применяется в жидкостной системе охлаждения, прямоточный — в воздушной.

Принцип действия прямоточного жидкостного охлаждения заключается в том, что охлаждающий агент, пройдя по системе, удаляется из нее и не используется вновь для охлаждения (для судовых или стационарных двигателей). Прямоточное жидкостное и испарительное охлаждение в автотракторных двигателях не применяется.

При циркуляционном охлаждении нагретая жидкость отводится из жидкостной рубашки двигателя в радиатор, где вследствие обдува его воздухом происходит отдача теплоты жидкостью в атмосферу. В зависимости от того, каким образом осуществляется подача воздуха, системы охлаждения подразделяют на эжекторную, вентиляторную и встречно-поточную.

Удаление от деталей горячей и подвод к ним охлажденной жидкости могут осуществляться термосифонным, принудительным и комбинированным способами.

В термосифонной системе охлаждения циркуляция осуществляется за счет разницы в плотности холодной и горячей жидкости. Во время работы двигателя жидкость в полости рубашки охлаждения нагревается и поднимается в верхнюю ее зону, откуда через патрубок поступает в верхний бачок радиатора. В радиаторе жидкость отдает теплоту воздуху, плотность ее повышается, вследствие чего за счет естественной конвекции она опять поступает в рубашку охлаждения. Для интенсивной циркуляции жидкости в таких системах нужен значительный перепад температур (около 30° С) на входе в радиатор и на выходе из него.

В системах с принудительной циркуляцией жидкость прокачивается насосом из радиатора в нижнюю зону рубашки охлаждения, т. е. в зону, не требующую интенсивного теплоотвода, а затем уже подается для охлаждения более горячей головки. Это, как правило, приводит к переохлаждению нижней зоны цилиндров. Перепад температур на входе и на выходе из радиатора в таких системах может быть в пределах 8...12 °С, что позволяет значительно уменьшить его габариты.

Принудительная система охлаждения может быть выполнена в двух вариантах: открытом, когда полости, заполняемые жидкостью, в наиболее высокой точке сообщаются с атмосферой, и закрытом, когда указанные полости разобщены с атмосферой специальными клапанами. Закрытые системы могут быть с нормальной и повышенной температурой теплоносителя. Последняя способствует более эффективному превращению тепла в работу и примерно в 6...8 раз снижает расход охлаждающей жидкости.

Смешанные, или комбинированные, системы охлаждения (рис. 1.49) характеризуются тем, что холодная жидкость из радиатора подается водяным насосом в верхнюю зону рубашки охлаждения цилиндров или непосредственно в полость головки блока.

Цилиндры охлаждаются в этом случае путем естественной конвекции жидкости, что позволяет поддерживать температуру их стенок на желаемом уровне. Охлаждающая жидкость подается к наиболее горячим стенкам камеры сгорания и выпускных патрубков в таких системах часто с помощью специальных водораспределительных труб или каналов.

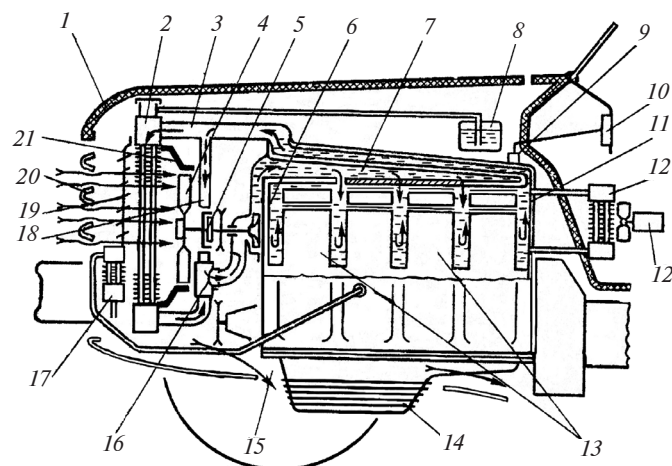


Рис. 1.49. Схема комбинированного жидкостного охлаждения:  
 1 – панель капота; 2 – радиатор; 3 – патрубок; 4 – вентилятор;  
 5 – автоматическая муфта; 6 – водяной насос; 7 – водораспределительный  
 патрубок; 8 – расширительный бачок; 9 – датчик температуры;  
 10 – указатель температуры охлаждающей жидкости; 11 – полость головки  
 блока; 12 – радиатор отопителя, вентилятор с электродвигателем;  
 13 – цилиндры; 14 – поддон; 15 – отверстия для отвода воздуха;  
 16 – термостат; 17 – масляный радиатор;  
 18 – канал подачи жидкости по малому кругу; 19 – жалюзи;  
 20 – решетка передней облицовки; 21 – направляющий кожух

Температуру жидкости на выходе из двигателя (в патрубке) поддерживают в пределах 80...95 °С независимо от режима работы с помощью термостата, ограничивающего циркуляцию охлаждающей жидкости через радиатор, жалюзи, закрывающих решетку радиатора, или регулируя производительность вентилятора, всасывающего воздух через радиатор.

Панели капота и подкапотного пространства, особенно у легковых автомобилей и машин специального назначения, достаточно плотно закрывают моторный отсек. Соответствующий подбор проходных сечений решетки передней облицовки и отверстий для отвода воздуха регулирует скорость его протекания и температуру подкапотного пространства в целом, где, в частности, расположены приборы питания.

Автомобильные двигатели имеют в основном жидкостное или воздушное охлаждение.

В настоящее время наиболее перспективным является воздушно-жидкостное охлаждение, так как оно объединяет все преимущества воздушной и жидкостной систем охлаждения. Внедрена эжекционная система охлаждения, которая работает за счет энергии отработавших газов. Преимущество этой системы заключается в простоте устройства и надежности, так как в ней нет вращающихся, подверженных износу деталей. Недостаток ее в том, что необходимо затрачивать мощность на преодоление сопротивления выходящим газам.

Широкое распространение получает герметизированная система охлаждения с повышенным температурным режимом и применением всесезонной жидкости, что значительно уменьшает затраты цветных металлов, коррозионное разрушение деталей цилиндропоршневой группы, увеличивает КПД двигателя. Однако повышение температуры охлаждающей жидкости до 100...110 °С вызывает увеличение передачи теплоты в масло, в результате чего его температура повышается. Ведутся работы по конструированию системы охлаждения с роторным радиатором.

Существующие вентиляторы автотракторных двигателей внутреннего сгорания предлагается классифицировать по следующим признакам:

- 1) тип применяемых вентиляторов;
- 2) тип привода вентилятора;
- 3) связь ведомой и ведущей частей вентилятора;
- 4) способ управления;
- 5) конструктивные особенности привода.

До недавнего времени самыми распространенными были неуправляемые вентиляторы с жесткой связью. Они просты и не требуют питания для управления, но при их использовании невозможно поддерживать оптимальный тепловой режим двигателя. Автоматически управляемый вентилятор, работа которого зависит от температурного режима двигателя, включает датчик, реагирующий на колебания температуры в системе охлаждения, и устройства, обеспечивающие изменение производительности вентилятора, что может быть достигнуто изменением угла установки лопастей, периодическим включением вентилятора или изменением частоты его вращения. Не получили большого распространения вентиляторы с поворотными лопастями из-за сложности конструкции и недолговечности и вентиляторы с ме-

ханическим зацеплением, так как в момент зацепления под действием ударных нагрузок зацепители выходят из строя. Поэтому в настоящее время в автоматически управляемых вентиляторах производительность регулируется изменением частоты вращения или их включением и выключением.

Автоматически управляемые вентиляторы значительно сокращают время прогрева двигателя, затраты энергии на привод вентилятора в тот период, когда он не нужен. Регулирование частоты вращения вентилятора в зависимости от теплового режима двигателя дает большой экономический эффект, особенно при частичных нагрузках и высоких частотах вращения, так как производительность вентилятора пропорциональна частоте вращения, а потребляемая мощность — частоте вращения в третьей степени. Мощность, потребляемая вентилятором, колеблется в пределах 3...10 % мощности двигателя.

**Системы смазки двигателей.** В современных автомобильных двигателях применяются комбинированные системы смазки, в которых смазка большинства наиболее нагруженных и ответственных узлов, таких как подшипники коленчатого и распределительного валов, детали клапанного механизма, подшипники турбокомпрессора и т. д., осуществляется под давлением. Остальные детали (шестерни привода распределительного вала, топливного насоса, гильзы цилиндров, поршни и др.) смазываются разбрызгиванием за счет образующегося в картере двигателя масляного тумана. В высокофорсированных двигателях предусматривается также подача масла под давлением к поршневому пальцу, а для снижения температуры верхней части поршня применяют его струйное охлаждение или охлаждение маслом.

Неотъемлемой частью современных ДВС являются устройства для принудительного охлаждения масла, включенные непосредственно в ГРМ, в качестве которых применяются воздушно-масляные или получающие все более широкое распространение жидкостно-масляные теплообменники. Преимущество жидкостно-масляных теплообменников заключается в быстром прогреве масла после запуска двигателя и поддержании его оптимальной температуры без применения каких-либо специальных регулирующих устройств.

Для снижения износа деталей и увеличения срока службы двигателя и масла подавляющее большинство современных ДВС

имеют полнопоточную или комбинированную систему очистки масла, в которой в качестве агрегатов очистки масла используются полно- и частичнопоточные фильтры и центрифуги.

Кроме фильтров и центрифуг, для очистки моторного масла в ДВС находят применение и другие устройства. Так, например, для очистки масла от продуктов износа деталей из ферромагнитных материалов в некоторых двигателях используют различной конструкции магнитные фильтры и улавливатели, позволяющие практически полностью удалять из моторного масла частицы железа. При установке магнита в системе смазки двигателя и в сливной пробке поддона картера износ деталей снижается на 15–20 % по сравнению со стандартной схемой очистки.

В зависимости от природы действующего поля выделяют следующие типы силовых очистителей:

- отстойники, в которых очистка жидкости от твердых частиц загрязнений осуществляется под действием сил гравитационного поля, т. е. отстаиванием. Несмотря на крайне низкую эффективность данного способа, очистка моторного масла отстаиванием от крупных неорганических частиц загрязнений и шламов все-таки в какой-то степени осуществляется в картере ДВС, о чем свидетельствует образующийся в поддоне картера осадок;

- гидроциклоны, очистка жидкости в которых происходит под действием центробежных сил, возникающих при закручивании ее потока. Для очистки масла в автотракторных ДВС гидроциклоны применяются крайне редко (например, в дизелях Scania Vabis DS-14) вследствие их низкой эффективности, однако находят применение в некоторых типах судовых дизелей;

- центробежные очистители (центрифуги), в которых очистка жидкости от твердых частиц загрязнений и воды осуществляется под действием центробежного поля. Известны различные конструкции центрифуг, имеющие гидравлический, механический, электрический, пневматический или газовый (от отработавших газов) приводы. Однако наиболее широкое распространение получили центрифуги с гидравлическим приводом, который может быть как внешним реактивным, так и внутренним активно-реактивным;

- магнитные очистители используются в основном для очистки моторного масла от ферромагнитных загрязнений (металлическая стружка, продукты износа деталей) и применяются

как в качестве основных, так и дополнительных очистителей в КСОМ;

– электростатические очистители, в которых очистка жидкости происходит под действием электростатического поля. При движении твердых частиц загрязнений в масле, которое является диэлектриком, на их поверхности возникает двойной электрический слой Квинке – Гельмгольца – Гуи, обуславливающий появление на частицах электрического заряда. Заряженные частицы притягиваются к противоположно заряженным электродам электростатического фильтра, к одному из которых подводится постоянный потенциал, а другой заземлен, и оседают на них;

– ультразвуковые очистители, очистка моторного масла в которых происходит за счет коагуляции частиц загрязнений в ультразвуковом поле в крупные агломераты и последующего выпадения их в осадок. Применение ультразвуковых очистителей в ДВС ограничено их эффективностью только при малых скоростях движения очищаемой жидкости, меньших скорости осаждения частиц;

– комбинированные очистители, в которых очистка моторного масла осуществляется совместным применением фильтров и силовых очистителей. Известны конструкции пористых фильтров с установленными в них постоянными магнитами, совместное использование фильтров и центрифуг (фильтрующие центрифуги), применение в центрифугах дополнительных сетчатых фильтров и др.

Центробежные маслоочистители или центрифуги находят широкое применение для очистки моторного масла как в отечественных ДВС, так и в двигателях, выпускаемых в странах СНГ и дальнего зарубежья. Широкое распространение центрифуг обусловлено рядом качеств, существенно отличающих их от фильтров. Центрифуги, применяемые для очистки масла в ДВС, по характеру реализуемого в них процесса очистки масла относятся к осветляющим центрифугам непрерывного действия, для которых характерна высокая степень дисперсности частиц загрязнений и низкая их концентрация в суспензии. Как было отмечено выше, основная масса загрязняющих примесей, находящихся в масле, имеет размеры частиц порядка 12 мкм, а их концентрация в масле не превышает 2...3 %.

**Системы питания двигателей.** Система питания двигателя с ИЗ предназначена для приготовления и подачи в цилиндры рабочей смеси, регулирования ее состава и количества в зависимости от нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя.

Система питания с карбюратором (рис. 1.50) состоит из топливного бака, топливопроводов, фильтра очистки топлива, топливного насоса, воздушного фильтра, карбюратора.

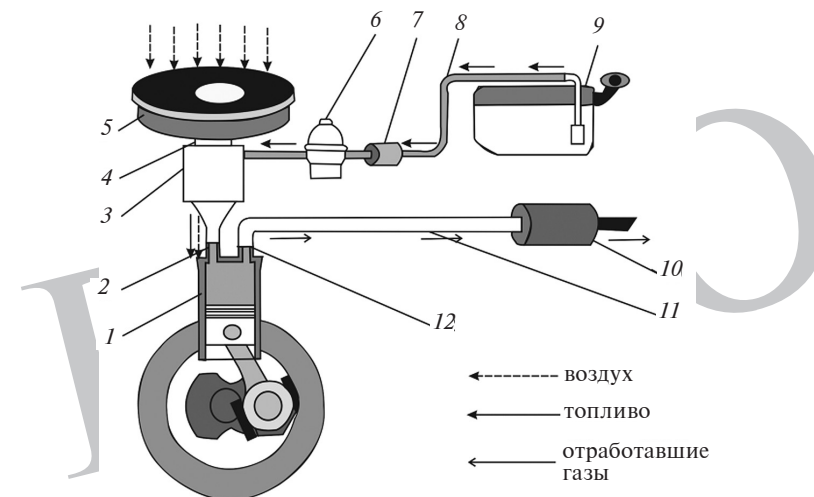


Рис. 1.50. Схема системы питания и выпуска ОГ:

- 1 – цилиндр двигателя; 2 – впускной коллектор; 3 – карбюратор;  
4 – воздушный патрубок; 5 – воздушный фильтр; 6 – топливный насос;  
7 – фильтр очистки топлива; 8 – топливопровод; 9 – топливный бак;  
10 – глушитель; 11 – выпускная труба; 12 – выпускной коллектор

Системы питания дизелей (рис. 1.51) мало отличаются друг от друга. Топливо, заливаемое в бак 14, проходит сквозь фильтр бака и при открытом кране 15 засасывается подкачивающей помпой через топливопровод низкого давления 16, фильтр грубой очистки, топливопровод 19 и подается под давлением по топливопроводу 12 к фильтру тонкой очистки. В фильтре грубой очистки топливо очищается от крупных механических частиц, а в фильтре тонкой очистки – от оставшихся примесей. По топливопроводу 7 топливо поступает в насос 21, из которого под большим давлением подается топливопроводом 5 высокого давления в форсунки, которые впрыскивают топливо в камеру сгорания.

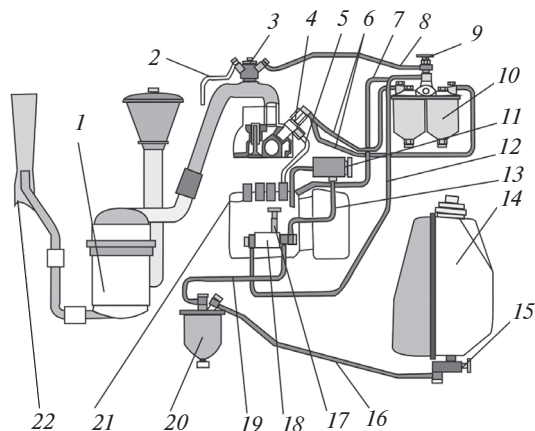


Рис. 1.51. Система питания дизеля:

- 1 – воздухоочиститель; 2 – трубка; 3 – предпусковой подогреватель;  
 4 – форсунка; 5 – топливопровод высокого давления; 6 – трубки слива топлива из форсунок; 7, 8, 12, 13, 16, 19 – топливопроводы; 9 – вентиль;  
 10 – фильтр тонкой очистки; 11 – перепускной клапан; 14 – топливный бак; 15 – топливный кран; 17 – ручной подкачивающий насос;  
 18 – подкачивающая помпа; 20 – фильтр грубой очистки;  
 21 – топливный насос высокого давления; 22 – система выпуска ОГ

Топливо, просачивающееся через зазоры сопрягаемых деталей форсунок, по трубкам 6 отводится в фильтр тонкой очистки. Излишки топлива из насоса по топливопроводу 13 поступают обратно в подкачивающую помпу. Воздух, необходимый для сгорания топлива, засасывается через воздухоочиститель.

**Системы питания Common Rail.** За последние годы разработано много систем впрыска дизельного топлива, в частности прямого впрыска. При этом преследовалась задача не только увеличения мощности двигателя, но и снижения расхода топлива, токсичности ОГ и шума.

По сравнению с ранее использовавшимися системами аккумуляторная топливная система для прямого впрыска топлива Common Rail (общая магистраль) обеспечивает более высокую гибкость при адаптации к системе питания дизельного двигателя, например:

– обширная область применения (для легковых и коммерческих автомобилей с выходными мощностями 30 кВт на цилиндр, а также для грузовых автомобилей большой грузоподъемности);

- высокие давления впрыска топлива (до 1700 бар);
- соответствие давления впрыска рабочему режиму двигателя;
- изменения впрыска при запуске двигателя;
- возможность контрольного, главного и позднего впрыска.

Отличительная черта системы Common Rail заключается в разделении узла, создающего давление, от узла впрыска топлива.

Основу системы составляет резервуар – аккумулятор высокого давления (рис. 1.52). Давление впрыска не зависит от количества впрыскиваемого топлива и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Запас топлива под давлением находится в аккумуляторе и готов к впрыску. Количество впрыскиваемого топлива определяется по требованию водителя, а давление впрыска рассчитывается электронным блоком управления (ECU) на основании информации от различных датчиков. ECU в точно установленный момент передает сигнал возбуждения к соленоиду форсунки, означающий начало подачи топлива. Количество впрыскиваемого топлива определяется периодом открытия распылителя и давлением в системе.

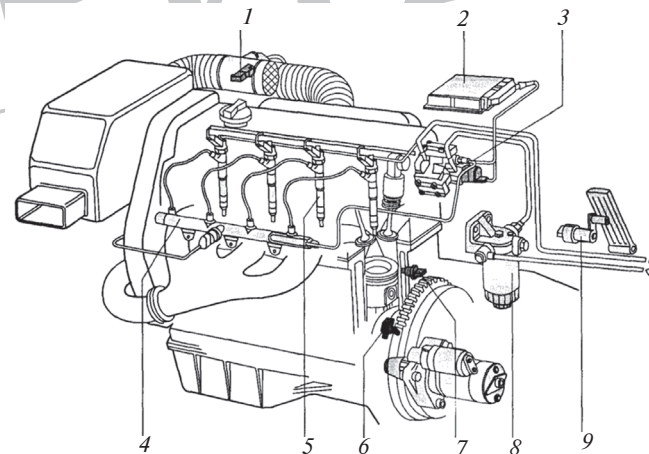


Рис. 1.52. Схема расположения элементов системы впрыска Common Rail на дизельном четырехцилиндровом двигателе:

- 1 – измеритель расхода воздуха; 2 – ECU; 3 – топливный насос высокого давления; 4 – аккумулятор высокого давления; 5 – топливные форсунки;  
 6 – датчик частоты вращения коленчатого вала; 7 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 8 – топливный фильтр;  
 9 – датчик положения педали акселератора

На основании информации от датчиков и требования водителя (положения педали акселератора) ECU определяет мгновенную операционную характеристику двигателя и автомобиля в целом. Блок обрабатывает сигналы, выработанные датчиками и переданные по линиям связи, и на основании этой информации управляет системой впрыска в режиме открытого или закрытого контура.

Измеритель расхода воздуха передает ECU сигнал с данными относительно мгновенного потока воздуха, что позволяет рассчитать процесс полного сгорания топлива с минимальным содержанием вредных веществ в ОГ. Если двигатель оборудован турбокомпрессором и регулировкой увеличения давления наддува, дополнительный датчик также измеряет это давление. При низкой наружной температуре и холодном двигателе ECU определяет момент впрыска и другие параметры, соответствующие особому эксплуатационному режиму. В зависимости от автомобиля и повышения требований к безопасности и комфорту для передачи информации ECU могут использоваться дополнительные датчики.

Основные функции системы заключаются в обеспечении впрыска требуемого количества топлива в строго определенный момент и под необходимым давлением. Это обеспечивает не только плавную работу дизельного двигателя, но и экономичное потребление топлива. Дополнительные функции в режиме работы в закрытом контуре и функции управления без обратной связи служат для уменьшения токсичности ОГ и расхода топлива и используются для улучшения безопасности, комфорта и удобства (например, рециркуляция ОГ (EGR), регулировка давления наддува воздуха, переключение передач, электронный иммобилайзер и т. д.). Система CAN обеспечивает обмен данными с другими системами автомобиля. При диагностической проверке автомобиля можно извлечь данные, находящиеся в резерве данных системы.

По сравнению с обычными системами впрыска для получения идеальной характеристики впрыска необходимо выполнить следующие требования:

- для каждого эксплуатационного режима двигателя необходимо разделение узла, создающего давление, и узла впрыска топлива;
- в начальный момент впрыска количество впрыскиваемого топлива должно быть низким настолько это возможно (т. е.

должна учитываться инерционность между начальным моментом впрыска и началом воспламенения).

Эти требования выполняются системой впрыска Common Rail с ее контрольными и главными фазами впрыска.

Common Rail представляет собой блочную систему и, по сути, за характеристику впрыска топлива ответственны следующие узлы:

- форсунки с электромагнитным управлением, ввернутые в головку цилиндров;
- аккумулятор высокого давления (rail);
- топливный насос высокого давления.

Также для функционирования системы Common Rail необходимы следующие узлы:

- электронное контрольное устройство ECU;
- датчик частоты вращения коленчатого вала;
- датчик положения распределительного вала (датчик фазы).

В легковых автомобилях для создания давления используется радиальный поршневой насос высокого давления, при этом давление создается независимо от процесса впрыска топлива. Производительность насоса прямо пропорциональна частоте вращения коленчатого вала двигателя. По сравнению с обычными системами впрыска фактическое нагнетание топлива является однородным, т. е. в Common Rail топливный насос высокого давления не только имеет меньшие размеры, но и его привод в меньшей степени подвержен пиковым нагрузкам.

Топливные форсунки соединены с рейкой короткими трубопроводами и, по существу, включают распылители и соленоидальный клапан, управляемый ECU. После прекращения подачи напряжения на соленоидальный клапан впрыск топлива прекращается. При постоянном давлении количество впрыскиваемого топлива прямо пропорционально отрезку времени, в течение которого открыт соленоидальный клапан. Этот процесс полностью независим от частоты вращения коленчатого вала двигателя и частоты вращения насоса (впрыск топлива в зависимости от времени).

Высокоскоростное переключение соленоида достигнуто за счет использования высокого напряжения и тока. Момент впрыска определяется системой управления EDC (Electronic Diesel Control – электронное управление дизельным двигателем), которая использует датчик частоты вращения коленчатого вала и датчик положения распределительного вала для фазового определения рабочего цикла.

**Контрольный впрыск топлива** может производиться в положении коленчатого вала  $90^\circ$  до ВМТ. Если начало впрыска топлива происходит менее чем за  $40^\circ$  до ВМТ, топливо может откладываться на поверхности поршня и стенках цилиндра и привести к нежелательному растворению его в моторном масле. При контрольном впрыске небольшое количество дизельного топлива ( $1...4 \text{ см}^3$ ) подается в цилиндр в «предварительно условную» камеру сгорания.

Эффективность сгорания топлива может быть улучшена, и достигнуты следующие эффекты:

- давление сжатия, недостаточное для начала реакции и неполного сгорания топлива;
- задержка воспламенения главного впрыска топлива;
- уменьшение давления при сгорании топлива и сглаживание пиков давления (более мягкое сгорание).

Эти эффекты уменьшают шум от сгорания, уменьшают расход топлива и во многих случаях уменьшают токсичность ОГ. В случае скорости разгрузки без контрольного впрыска топлива в соответствии со сжатием имеет место только незначительное увеличение давления перед ВМТ, которое достигает максимума относительно резко в точке максимального давления.

**Главный впрыск топлива.** Энергия, необходимая для работы двигателя, появляется от последовательного главного впрыска топлива. Это означает, что главный впрыск топлива обеспечивает крутящий момент коленчатого вала двигателя. С аккумуляторной системой Common Rail давление фактически постоянно в течение всего процесса впрыска.

**Дополнительный впрыск топлива.** На некоторых версиях дизелей с каталитическими нейтрализаторами  $\text{NO}_x$  дополнительный впрыск топлива может привести к догоранию  $\text{NO}_x$ . Это приводит к тому, что впрыск топлива продолжается в течение  $200^\circ$  после ВМТ в течение рабочего такта и такта выпуска. Дополнительный впрыск топлива обеспечивает подачу определенного количества топлива в ОГ.

В отличие от контрольного и главного впрысков впрыскиваемое топливо не воспламеняется, а в виде пара забирает остаточное тепло из ОГ. В течение такта выпуска смесь ОГ и топлива через выпускные клапаны попадает в систему выпуска ОГ. Часть топлива через систему рециркуляции ОГ EGR возвращается в цилиндры для догорания и приводит к тому же эффекту, что

и контрольный впрыск топлива. Каталитические нейтрализаторы  $\text{NO}_x$  используют топливо в ОГ как исполнительное устройство для уменьшения содержания  $\text{NO}_x$  в ОГ. Так как дополнительный впрыск топлива приводит к растворению моторного масла, такой впрыск должен быть одобрен изготовителем двигателей.

**Момент впрыска топлива.** Уменьшение температуры сгорания и замедление процесса впрыска топлива приводят к уменьшению содержания  $\text{NO}_x$  в ОГ. Однако при значительном уменьшении этих параметров увеличиваются содержание  $\text{CH}$  в ОГ, расход топлива и выделение сажи при больших нагрузках на двигатель.

Если момент впрыска топлива отклоняется только на  $1^\circ$  (коленчатый вал) от оптимального значения, содержание  $\text{NO}_x$  может увеличиться на 5 %, принимая во внимание, что отклонение на  $2^\circ$  в сторону опережения момента впрыска может привести к увеличению давления в цилиндрах двигателя до 10 бар, а отклонение на  $2^\circ$  в сторону запаздывания может увеличить на  $20^\circ \text{C}$  температуру ОГ. Такая высокая чувствительность требует предельной точности при регулировке момента впрыска.

**Распыление топлива.** Мелкодисперсное распыление топлива способствует эффективному смешиванию воздуха и топлива. Это вносит значительный вклад в уменьшение выделения сажи и  $\text{CH}$ . Высокое давление впрыска и оптимальная геометрическая конфигурация отверстия распылителя приводят к хорошему распылению топлива.

Для исключения появления видимого выхода сажи количество впрыскиваемого топлива должно быть ограничено в соответствии с количеством поступающего в двигатель воздуха. Это требует подачи избыточного воздуха, по крайней мере, на 10...40 % (коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,1...1,4$ ). После закрытия иглы распылителя топливо, оставшееся в отверстии распылителя, испаряется и приводит к увеличению выделения  $\text{CH}$ . Это значит, что такие вредные объемы должны быть сведены к минимуму.



### Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляются к системам охлаждения?
2. Укажите преимущества и недостатки систем жидкостного и воздушного охлаждения.

3. По каким признакам классифицируют вентиляторы двигателей?
4. Какие системы смазки применяются в современных автомобильных двигателях?
5. Какие существуют типы силовых очистителей?
6. Какие конструктивные особенности имеют системы питания двигателей с искровым зажиганием и дизелей?
7. Чем отличается система питания Common Rail?

### 1.14. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Характеристикой двигателя* называют графическое изображение зависимости одного или нескольких показателей работы двигателя от показателя, принятого за основу. К типовым характеристикам относятся скоростные, нагрузочные, регулировочные, внутренних потерь, холостого хода и др.

**Скоростные характеристики.** Характеристики этого вида представляют собой графическое изображение закономерности изменения исследуемых параметров двигателя от частоты вращения коленчатого вала. Основными из них являются внешняя и частичные скоростные характеристики, характеристики холостого хода и условных внутренних потерь.

*Внешней скоростной* называют характеристику, получаемую при полном открытии дроссельной заслонки (заслонок в многокамерных карбюраторах) в карбюраторных двигателях или при крайнем предельном положении рычага управления рейкой насоса высокого давления, соответствующем полной подаче топлива в дизелях.

Типичная внешняя скоростная характеристика двигателей с искровым зажиганием показана на рисунке 1.53. Прежде всего она позволяет оценивать энергетические и экономические показатели двигателя, определять минимальную устойчивую частоту вращения  $n_{\min}$  и частоты вращения, соответствующие максимальным величинам мощности и крутящего момента ( $n_H$  и  $n_M$  соответственно), минимальный удельный расход топлива  $g_{e \min}$ , а также дает представление о закономерности изменения других параметров при заводской регулировке приборов питания и зажигания.

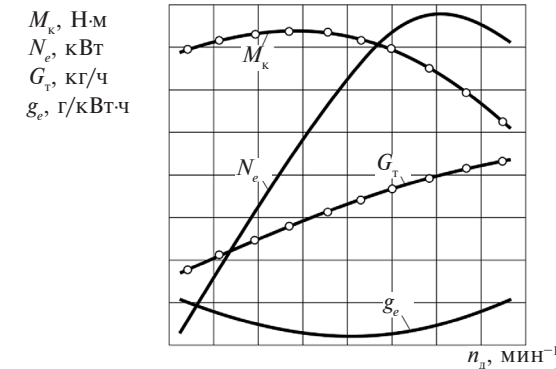


Рис. 1.53. Внешняя скоростная характеристика двигателя с ИЗ

Кроме графического изображения мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива, характеристику дополняют иногда графиками угла опережения зажигания или подачи топлива, расхода воздуха  $G_B$ , состава смеси и т. д. (рис. 1.54).

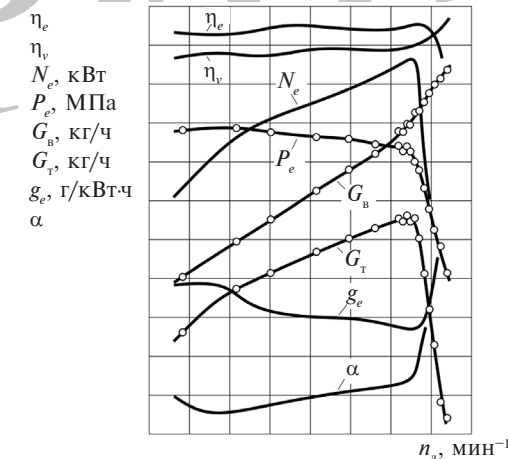


Рис. 1.54. Внешняя скоростная характеристика дизеля

Снятие внешней скоростной характеристики заключается в следующем. При прогревом работающем двигателе увеличивают подачу горючей смеси (при внешнем смесеобразовании) или топлива (при внутреннем смесеобразовании) и одновременно нагружают его с помощью тормозного устройства так, чтобы на

режиме полной подачи коленчатый вал двигателя развивал минимальную устойчивую частоту вращения ( $n_{\min}$ ).

После необходимого корректирования теплового состояния двигателя и выдержки его на стабильном режиме работы не менее 5 мин снимают требуемые показатели, т. е. производят замеры нужных параметров. Далее нагрузку постепенно снижают, добиваясь возрастания частоты вращения на 250 или 500  $\text{мин}^{-1}$ , и по выходе на установившийся режим работы снова делают замеры и т. д., пока частота вращения не достигнет указанных ранее пределов.

Для выявления более достоверной закономерности протекания внешней характеристики замеры повторяют в обратной последовательности, постепенно нагружая двигатель и уменьшая частоту вращения до  $n_{\min}$ .

*Частичной скоростной* называют характеристику, получаемую при некоторых промежуточных положениях дроссельной заслонки (заслонок), постоянных для каждой характеристики, или неизменном промежуточном положении рычага управления, соответствующем неполной подаче топлива насосом высокого давления в дизелях.

Особенности протекания частичных скоростных характеристик поршневых двигателей с ИЗ можно проследить по графикам, представленным на рисунке 1.55.

Так же, как и внешние скоростные, эти характеристики позволяют оценивать основные параметры двигателей, но в случае работы с частичными нагрузками.

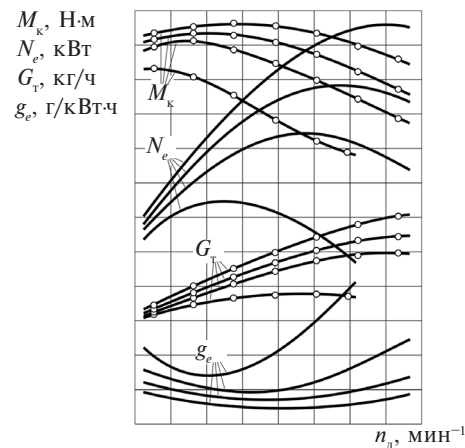


Рис. 1.55. Частичные скоростные характеристики двигателя с ИЗ

**Нагрузочные характеристики.** Характеристики, выявляющие закономерность изменения ряда параметров двигателя в зависимости от изменения нагрузки при заданной постоянной частоте вращения коленчатого вала, называют *нагрузочными*. При снятии нагрузочных характеристик двигатель прогревают до нормального теплового состояния, выводят его на заданный скоростной режим и постепенно увеличивают открытие дросселя в двигателях с внешним смесеобразованием или перемещают рейку топливного насоса в дизелях от положения, соответствующего холостому ходу на данном скоростном режиме, до полного открытия или предельного положения, сохраняя заданный скоростной режим путем нагружения (разгружения) двигателя с помощью тормоза.

Нагрузочные характеристики, снятые для ряда частот вращения коленчатого вала, позволяют судить о закономерности часового расхода топлива по мере увеличения нагрузки, выявляют минимальные удельные расходы топлива, момент включения экономайзера в карбюраторных двигателях и величину максимальной мощности на этих скоростных режимах (рис. 1.56). Кроме того, представляется возможным определять начало видимого дымления дизелей, строить регулировочные характеристики по давлениям на впуске и выпуске.

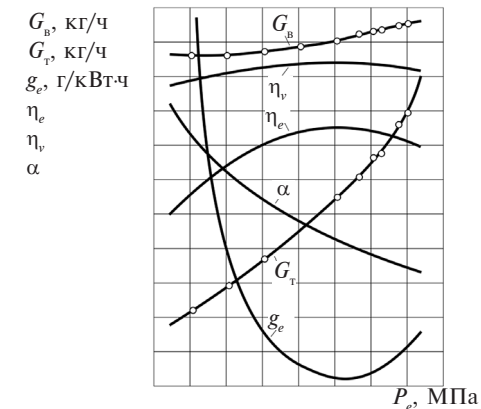


Рис. 1.56. Нагрузочная характеристика дизеля

*Многопараметровые*, или универсальные, характеристики в общем случае строят в координатах  $x$  и  $y$  по результатам обра-

ботки серии исходных характеристик, выявляющих зависимость обследуемого параметра  $z$  от переменного  $x$  при различных постоянных значениях.

*Регуляторные* характеристики снимают при скоростном режиме, соответствующем максимальному постоянному положению органа управления регулятором путем постепенного увеличения нагрузки от холостого хода до полной. Если орган управления регулятором устанавливают в определенные промежуточные положения, то получают частичные регуляторные характеристики.

Регуляторная характеристика выявляет зависимость частоты вращения коленчатого вала двигателя от развиваемой им мощности при неизменном положении рычага управления регулятором. На характеристику наносят также графики часового  $G_T$  и удельного  $g_e$  расходов топлива. По данным этой характеристики определяют степень неравномерности регулятора.

**Регулировочные характеристики.** Для определения зависимости мощности, топливной экономичности и других показателей работы двигателя от соотношения между топливом и воздухом в горючей смеси служат регулировочные характеристики по составу смеси. Они дают возможность установить нормальные эксплуатационные регулировки состава смеси, а также их целесообразные пределы с точки зрения достижений заданной эффективности, топливной экономичности, токсичности и износостойкости двигателя.

*Регулировочная характеристика двигателя с ИЗ по составу смеси* — это зависимость эффективных мощности  $N_e$ , удельного расхода топлива  $g_e$ , а также других показателей от состава смеси, характеризуемого коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ , при постоянной частоте вращения коленчатого вала и постоянной степени открытия дроссельной заслонки карбюратора (рис. 1.57).

При испытании двигателя с целью определения его регулировочной характеристики по составу горючей смеси угол опережения зажигания подбирают наиболее выгодным для каждого режима по наибольшим значениям показаний весового механизма тормозной установки.

При изменении состава горючей смеси для поддержания постоянной частоты вращения регулируют нагрузку двигателя с помощью тормозной установки.

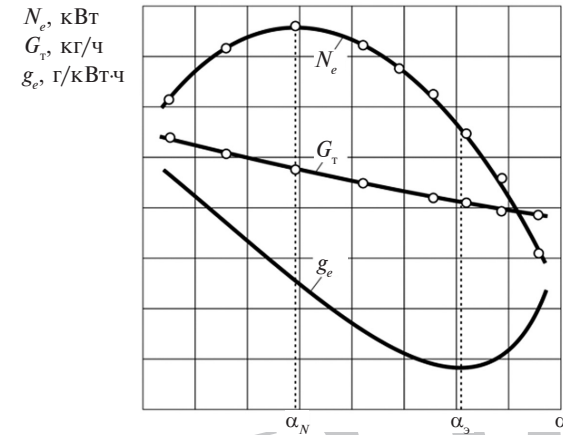


Рис. 1.57. Регулировочная характеристика двигателя с ИЗ по составу смеси:  
 $\alpha_N$  — регулировка на наибольшую мощность;  
 $\alpha_э$  — регулировка на наибольшую экономичность

*Регулировочная характеристика дизеля по составу смеси* — это зависимость часового  $G_T$  и удельного  $g_e$  расходов топлива и других показателей от нагрузки (среднего эффективного давления  $P_e$ , эффективного крутящего момента  $M_k$  и эффективной мощности  $N_e$ ) при постоянной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Цель снятия характеристики — определение оптимального положения ограничителя хода рейки (максимальной подачи топлива) топливным насосом высокого давления. Состав смеси для каждого режима изменяют перемещением рейки топливного насоса высокого давления (изменением количества подаваемого топлива).

При изменении состава смеси для поддержания постоянной частоты вращения коленчатого вала регулируют нагрузку дизеля с помощью тормозной установки. Характеристику снимают при постоянном или наиболее выгодном угле опережения впрыскивания топлива. По этой характеристике, снятой при постоянной частоте вращения, могут быть установлены режимы наибольшей возможной мощности, наименьшего удельного расхода топлива, а также оптимальное сочетание эффективности и экономичности, эффективности и износостойкости.

*Регулировочная характеристика по установочному углу опережения зажигания* — это зависимость эффективной мощности  $N_e$ ,

часового  $G_T$  и удельного  $g_e$  расходов топлива и других показателей работы двигателя от угла опережения зажигания  $\theta_{\text{заж}}$  в градусах поворота коленчатого вала относительно ВМТ при неизменной частоте вращения и постоянной степени открытия дроссельной заслонки карбюратора.

Угол опережения зажигания для каждого режима изменяют поворачиванием корпуса прерывателя-распределителя с помощью винтового регулировочного устройства. При этом для поддержания постоянной частоты вращения регулируют нагрузку двигателя с помощью тормозной установки.

Основную характеристику по установочному углу опережения зажигания снимают при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя и полном открытии дроссельной заслонки карбюратора. Кроме основной, могут быть сняты характеристики по опережению зажигания и на других скоростных и нагрузочных режимах.

*Регулировочная характеристика по установочному углу опережения впрыска топлива* — это зависимость эффективной мощности  $N_e$ , часового  $G_T$  и удельного  $g_e$  расходов топлива и других показателей работы дизеля от угла опережения впрыска  $\theta_{\text{впр}}$  при постоянной частоте вращения коленчатого вала и неизменном положении рейки топливного насоса.

Основную характеристику по углу опережения впрыска топлива снимают при номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля и полной подаче топлива. Кроме основной, могут быть сняты характеристики по опережению впрыска топлива и на других скоростных (рис. 1.58) и нагрузочных режимах при установках рейки топливного насоса в положениях для частичных подач топлива.

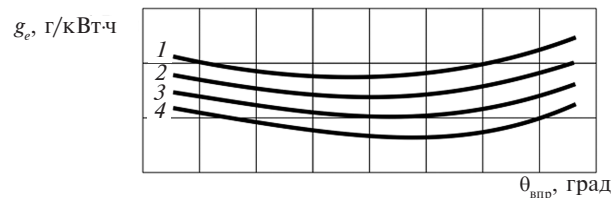


Рис. 1.58. Регулировочная характеристика дизеля по установочному углу опережения впрыска топлива: 1, 2, 3, 4 —  $g_e$  при различных  $n_d = \text{const}$

Для построения регулировочной характеристики следует снять нагрузочные характеристики при различных установочных углах опережения впрыска топлива, но не реже чем через каждые  $4^\circ$  угла поворота коленчатого вала. Регулировочную характеристику строят при постоянном расходе топлива.

Характеристика позволяет установить влияние режимных или конструктивных факторов на оптимальные углы опережения впрыска топлива и влияние угла опережения впрыска на показатели работы дизеля. При этом можно определить наиболее выгодные установочные углы опережения впрыска или характеристики автоматов, служащих для получения наилучших мощностных и экономических показателей дизеля.

При снятии характеристики установочный угол опережения подачи топлива изменяют с помощью регулировочной муфты привода топливного насоса высокого давления, а для поддержания постоянной частоты вращения регулируют нагрузку дизеля с помощью тормозной установки.

*Регулировочная характеристика по давлению на впуске* — это зависимость эффективной мощности  $N_e$ , часового  $G_T$  и удельного  $g_e$  расходов топлива, коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и других показателей работы двигателя от давления во впускном трубопроводе  $P_{\text{вп}}$  (рис. 1.59, а).

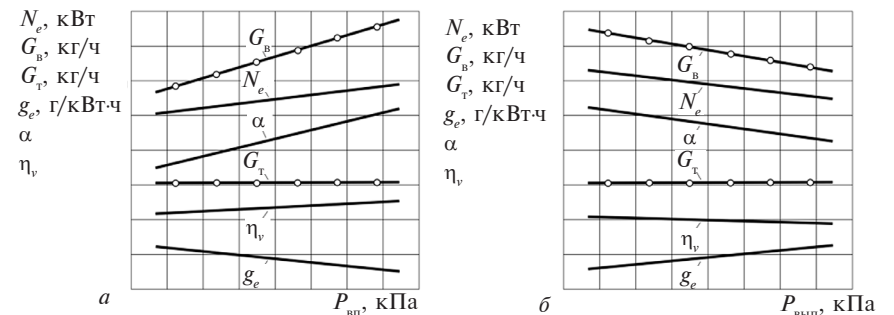


Рис. 1.59. Регулировочная характеристика дизеля по давлению: а — на впуске; б — на выпуске

Характеристику строят при постоянном расходе топлива. Допускается снимать регулировочную характеристику путем последовательного уменьшения давления на впуске при постоянных расходе топлива и частоте вращения.

*Регулировочная характеристика по давлению на выпуске* — это зависимость эффективной мощности  $N_e$ , часового  $G_T$  и удельного  $g_e$  расходов топлива, коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и других показателей работы двигателя от давления в выпускном трубопроводе  $P_{\text{вып}}$  (рис. 1.59, б).

Для построения регулировочной характеристики следует снять нагрузочные характеристики при различных давлениях на выпуске.



### Контрольные вопросы

1. Что называется характеристикой двигателя?
2. Какие существуют виды характеристик?
3. Какие особенности имеют скоростная, нагрузочная и регулировочная характеристики?

## 1.15. ИСПЫТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Тенденция к дальнейшему совершенствованию существующих ДВС обусловлена стремлением повысить эффективность современных автомобилей, снизить токсичность ОГ и улучшить основные эксплуатационные свойства машин.

Одновременно с развитием двигателей непрерывно обновляются как методы, так и техника испытаний. Широкое применение находят электронные приборы, вычислительная техника и различные автоматические устройства, уменьшающие затраты времени на проведение испытаний и обработку получаемых результатов.

Опытные данные для построения характеристик получают в условиях установившегося режима работы. Испытываемые двигатели должны быть укомплектованы в соответствии с требованиями к определению тех или иных характеристик, иметь нормальное техническое состояние и эксплуатационные регулировки.

Перед изучением характеристик двигателей следует рассмотреть обозначения основных терминов, а также виды и содержание испытаний двигателей.

**Основные термины и определения.** В соответствии с ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний» эффективная мощность, снятая с коленчатого вала (или его эквивалента) двигателя, изготовленного, отрегулированного и обкатанного в соответствии с технической документацией, при полностью открытом дросселе у двигателя с искровым зажиганием и при полной подаче топлива у дизеля (в зависимости от их укомплектованности по обязательным перечням серийным оборудованием и устройствами) называется *мощностью нетто*  $N_e^{\text{net}}$  или *мощностью брутто*  $N_e^{\text{б}}$ .

Мощность нетто при давлении сухого воздуха 99 кПа и температуре окружающего воздуха 25 °С называется *приведенной мощностью нетто* и обозначается  $N_{e0}^{\text{net}}$ .

Наибольшее значение мощности нетто, полученное во время испытаний, называется *максимальной мощностью нетто* и обозначается  $N_{e\text{max}}^{\text{net}}$ .

Установленный техническими условиями на двигатель максимальный крутящий момент при указываемой частоте вращения коленчатого вала (или его эквивалента) двигателя при полностью открытом дросселе у двигателя с искровым зажиганием и при полной подаче топлива у дизеля в зависимости от их укомплектованности по обязательным перечням серийным оборудованием и устройствами называется *максимальным крутящим моментом нетто* и обозначается  $M_{\text{кmax}}^{\text{net}}$  или *максимальным крутящим моментом брутто* и обозначается  $M_{\text{кmax}}^{\text{б}}$ .

Частота вращения коленчатого вала, установленная техническими условиями на двигатель для номинальной мощности, называется *номинальной частотой вращения* и обозначается  $n_n$ . Наименьшая частота вращения коленчатого вала при полностью открытом дросселе у двигателя с искровым зажиганием и при полной подаче топлива у дизеля, при которой двигатель работает устойчиво не менее 10 мин, называется *минимальной рабочей частотой вращения* и обозначается  $n_{\text{min}}$ .

Наибольшая частота вращения коленчатого вала при полностью открытом дросселе у двигателя с искровым зажиганием и при полной подаче топлива у дизеля, установленная в технических условиях на двигатель, называется *максимальной рабочей частотой вращения* и обозначается  $n_{\text{max}}$ .

Частота вращения коленчатого вала, при которой двигатель развивает максимальный крутящий момент, называется *частотой*

той вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту двигателя, и обозначается  $n_m$ .

Наибольшая частота вращения холостого хода, установленная в технических условиях на двигатель, называется *максимальной частотой вращения холостого хода* и обозначается  $n_{x \max}$ .

Минимальная частота вращения холостого хода, установленная в технических условиях на двигатель и обеспечивающая устойчивую работу двигателя на холостом ходу не менее 10 мин, называется *минимальной частотой вращения холостого хода* и обозначается  $n_{x \min}$ .

*Номинальной мощностью нетто* ( $N_{e \text{н}}^{\text{нет}}$ ) называется установленная техническими условиями на двигатель мощность нетто при работе двигателя с номинальной частотой вращения.

*Номинальной мощностью брутто* ( $N_{e \text{н}}^{\text{б}}$ ) называется установленная техническими условиями на двигатель мощность брутто при работе двигателя с номинальной частотой вращения.

Масса топлива, расходуемого в 1 ч на заданном режиме работы двигателя, называется *часовым расходом топлива* и обозначается  $G_T$ .

Масса топлива, расходуемого в двигателе в 1 ч, отнесенная к соответствующей приведенной мощности, развиваемой двигателем, называется *удельным расходом топлива* и обозначается  $g_e$ .

**Методы проведения испытаний двигателей.** Испытания составляют заключительный этап сложного процесса создания и совершенствования двигателей внутреннего сгорания.

Проектирование двигателя начинают с определения основных его размеров, т. е. с выбора диаметра цилиндра и хода поршня. Учитывая сложившиеся статистические нормы на проектирование данного типа двигателей и результаты теплового расчета, определяют также размеры других элементов конструкции и выполняют общую ее компоновку. На последующем этапе проводят динамический расчет, находят величины нагрузок на основные элементы разрабатываемой конструкции и уточняют их размеры путем расчета на износ и усталостную прочность. Расчетным путем определяют также размеры всех вспомогательных систем двигателя.

Однако действительные нагрузки на элементы создаваемой конструкции и общая эффективность ее могут быть определены

только в результате натурных испытаний комплектного двигателя, его механизмов, систем и отдельных деталей. Как правило, объявляемые мощность, экономичность, токсичность и другие оценочные показатели двигателя, его надежность и долговечность устанавливают путем испытаний в стендовых и эксплуатационных условиях.

Различным видам испытаний в этой связи подвергают все вновь создаваемые, модернизируемые и серийные двигатели автомобилей.

**Виды испытаний.** В зависимости от назначения различают испытания: исследовательские, доводочные, граничные, приемочные (государственные), контрольные, приемо-сдаточные и эксплуатационные. Сообразно с характером испытаний их разделяют на две большие группы: научно-исследовательские и типовые, причем к типовым относят испытания, регламентируемые стандартами на испытания двигателей.

Программы научно-исследовательских, доводочных и граничных испытаний не регламентируются стандартами и устанавливаются предприятием — изготовителем двигателя или организацией, проводящей испытания.

Содержание периодических и приемочных испытаний автомобильных поршневых и роторно-поршневых двигателей внутреннего сгорания регламентированы ГОСТ 14846-81 «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний».

*Научно-исследовательские испытания* проводят с целью совершенствования существующих двигателей, перехода на иную компоновку или тип двигателя, при разработке принципиально новых силовых агрегатов, отдельных систем, узлов и деталей, а также в случаях апробирования новых конструкционных материалов, износостойких покрытий, при изменении условий работы двигателя, его форсировании, переводе на другие виды топлив, смазок и т. д.

*Доводочные испытания* проходят все вновь создаваемые или модернизируемые двигатели, отдельные их механизмы и системы. Цель испытаний состоит в проверке соответствия выбранных размеров двигателя и основных его оценочных параметров расчетным, выявления истинного взаимовлияния отдельных систем на развернутом двигателе, доводке двигателя в целом и всех его

элементов до уровня требований, установленных техническим заданием на проектирование. Доводочные испытания отдельных систем часто носят характер исследовательских испытаний.

*Граничные испытания* проводят с целью определения зависимостей между предельными значениями параметров дизелей и режимов эксплуатации.

*Приемочные испытания* двигателей новых и модернизированных конструкций проводят после завершения всех доводочных работ, включая регулировочные испытания. Двигатели, предъявляемые к приемочным (государственным) испытаниям, должны соответствовать чертежам, иметь техническую характеристику (паспорт) и пройти предварительную обкатку по программе завода-изготовителя.

Перед началом испытаний двигатель разбирают, проводят установленный стандартом микрометраж его основных деталей, собирают и обкатывают в течение 5...10 ч. Определяют наибольшие габариты комплектного двигателя, его массу, заправочные емкости систем охлаждения и смазки.

В процессе испытаний снимают характеристики с целью определения мощностных и экономических показателей, минимальных частот вращения вала под нагрузкой и на холостом ходу, расхода топлива на холостом ходу, механического КПД и равномерности работы цилиндров. Определяют также устойчивость работы двигателя, его пусковые качества, токсичность и надежность.

*Испытания на надежность* (безотказность) регламентируются стандартами и состоят из последовательно повторяющихся циклов — трехчасовых для автомобильных и четырехчасовых для тракторных двигателей.

В процессе испытаний на надежность строго учитывают расход топлива и масла, а технический уход за двигателем проводят согласно заводской инструкции по эксплуатации. В протоколе испытаний фиксируют все замеченные неполадки в работе двигателя, замену и ремонт отдельных деталей, узлов.

*Контрольные испытания* серийных двигателей проводят в комплексе с генератором, воздухоочистителем и другими агрегатами, необходимыми для работы их в условиях эксплуатации, но без вентилятора, глушителя шума выпуска и оборудования, предназначенного для обслуживания шасси (компрессора и т. д.).

ГОСТ 18509-88 разделяет контрольные испытания на периодические кратковременные и длительные. ГОСТ 14846-81 не предусматривает такого деления, но в случае необходимости проверки качества изготовления и сборки серийных двигателей допускает испытания на безотказность по описанной выше программе.

*Кратковременные контрольные испытания* серийных двигателей проводят с целью проверки соответствия технико-экономических показателей их утвержденным техническим условиям. При испытании определяют мощностные и экономические показатели путем снятия скоростных и нагрузочных характеристик для автомобильных бензиновых двигателей и регуляторной характеристики для автомобильных дизелей. Определяют степень неравномерности регулятора, равномерность работы цилиндров, механический КПД, расход топлива на минимальной частоте холостого хода и угар масла.

*Длительные контрольные испытания* серийных двигателей проводят с целью проверки качества изготовления двигателей и одновременно установления соответствия их показателей техническим условиям. Кроме выполнения программы кратковременных испытаний, при длительных контрольных испытаниях определяют устойчивость работы двигателя, его пусковые качества, токсичность и надежность с обязательной разборкой двигателя для повторного микрометража основных деталей по стандарту. Перед повторным определением мощностных и экономических показателей допускается удаление нагара с поверхностей камер сгорания, прочистка сопловых отверстий форсунок (в дизелях) и притирка клапанов.

*Приемо-сдаточные испытания* проходят все серийные двигатели, выходящие с завода. Испытания проводят на испытательной станции моторного цеха, куда двигатели поступают непосредственно со сборки. Двигатели устанавливают на стенды, подключают к общим коммуникациям станции и обкатывают по установленной программе. Если в процессе обкатки и последующей контрольной проверки двигателя обнаруживают неполадки, то его направляют на устранение дефектов, а затем повторно испытывают.

*Эксплуатационные испытания* двигателей проводят специализированные научно-исследовательские организации и соответствующие лаборатории заводов-изготовителей с целью определе-

ния износа деталей двигателя и выявления его долговечности в различных климатических и дорожных условиях, а также уточнения эксплуатационных регулировок и норм расхода горюче-смазочных материалов.

По результатам эксплуатационных испытаний определяют коэффициенты сменности деталей, что необходимо для правильной организации производства запасных частей, уточняют пробеги до капитальных ремонтов и т. д.

**Проведение испытаний.** Двигатели, принятые ОТК завода, перед началом любых из названных испытаний предварительно обкатывают по программе завода-изготовителя, но не более 60 ч.

Типовые испытания, как правило, проводят на прогревом двигателе с регулировкой, выполненной по инструкции завода. Испытания проводят на топливе и масле, рекомендуемых заводом-изготовителем, при наличии на эти эксплуатационные материалы паспорта, удостоверяющего соответствие их физико-химических параметров заданным.

В научно-исследовательских испытаниях регулировку механизмов и систем двигателя, тепловой режим его, выбор эксплуатационных материалов и прочие условия оговаривают в программе работ. Если необходимо, условия испытаний изменяют в нужных пределах и корректируют в процессе выполнения программы. Обязательно уточняют комплектность испытуемого двигателя, поскольку на привод его вспомогательных агрегатов затрачивается часть мощности. Стендовые испытания в большинстве случаев проводят на тормозном стенде (рис. 1.60) со снятыми лопастями вентилятора, с отключенным компрессором и т. д.

Измеряемые величины вносят в протокол или журнал испытаний сразу же по окончании наблюдения и обязательно нумеруют записи. Нумерация замеров особенно важна, когда работу одновременно выполняют несколько испытателей (например, группа студентов), ведущих отдельные записи, которые затем переносятся в общий протокол. Последнему, как правило, присваивают свой порядковый номер. Большинство записей используют для последующей обработки протокола испытаний, по результатам которой составляют таблицы и строят графики, необходимые для анализа экспериментальных материалов.

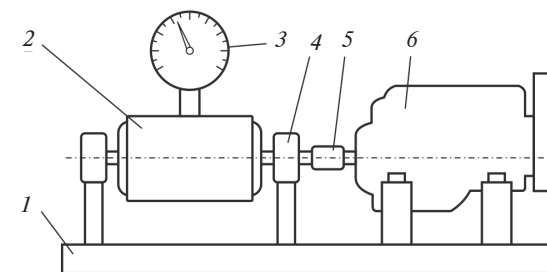


Рис. 1.60. Схема тормозного стенда:  
1 – рама; 2 – балансирная тормозная машина; 3 – весовое устройство;  
4 – подшипник балансирной тормозной машины;  
5 – приводной вал; 6 – двигатель

Кроме всего, в протоколе фиксируют все неполадки или отклонения от обычных норм, наблюдавшиеся во время проведения испытания, отмечают вынужденные перерывы в работе и т. д. Без этого трудно воссоздавать истинную картину испытания и объективно оценивать его по завершении программы.

Чтобы повысить объективность и точность замеров, обеспечить оперативное наблюдение за определяющими показателями и сократить затраты времени на обработку результатов, в лабораториях применяют автоматизированные системы испытания двигателей, позволяющие фиксировать показатели в цифровом виде, записывать сигналы на магнитные носители информации, воспроизводить их на экране осциллографа или на дисплее компьютера. С помощью компьютера выполняют также обработку результатов наблюдений.

Перед началом испытаний, в процессе проведения и по окончании их обязательно определяют и фиксируют следующие исходные данные и наблюдаемые величины: характерные параметры или тип испытуемого двигателя и испытательной установки; сорт и плотность масла и топлива; давление, температуру и влажность окружающего воздуха; температуру охлаждающей жидкости на выходе из системы охлаждения двигателя; температуру и давление масла; показания динамометра; скорость (частоту) вращения вала и суммарное количество его оборотов за принятое время измерения; среднее давление во впускном трубопроводе; расходы топлива и воздуха; угол опережения зажигания или подачи топлива (в дизелях).

**Требования к измерительным средствам и точности измерений.** Испытатели автомобильных двигателей имеют дело не только с большим количеством экспериментально определяемых величин и исследуемых факторов, но также должны учитывать, что скорости изменения многих из них охватывают диапазон от быстротекущих до медленно изменяющихся. Например, протекание рабочих процессов в цилиндрах двигателя характеризуется почти мгновенным изменением наблюдаемых величин, а тепловое состояние двигателя, наоборот, медленно или вовсе не изменяется при установившемся режиме работы. Однако сравнимость получаемых результатов и достоверность их в любом случае зависят от правильного выбора соответствующей измерительной аппаратуры, которая должна обеспечивать:

- 1) заданную точность измерения обследуемых параметров;
- 2) стабильность показаний в реальных условиях испытаний при наличии неизбежного действия вибрации вследствие работы поршневого двигателя, возможных колебаний напряжения в электрической сети лаборатории или изменения температуры в окружающей среде и других внешних возмущающих факторов;
- 3) необходимое быстродействие при одновременном исключении возможности появления помех протеканию обследуемых процессов или искажения измеряемых параметров;
- 4) необходимую чувствительность действия, позволяющую надежно измерять физические величины в соответствии с заданной точностью.

Кроме того, желательно, чтобы измерительные устройства и приборы имели возможно малые габариты, простую и удобную для наблюдений, регулировок и обслуживания конструкцию, допускали дистанционные измерения, когда наблюдатель и пульт управления удалены от объекта испытаний.

Наиболее полно этим требованиям отвечают современные электромеханические и электронные измерительные устройства. Применительно к исследованиям двигателей последние практически безынерционны, допускают регулирование пределов измерений и автоматическое введение поправок в получаемые результаты, а также позволяют автоматизировать и запись, и обработку результатов измерений.

При типовых испытаниях по стандарту достаточной считают, например, точность  $\pm 0,5\%$  при измерении крутящего момента,

частоты вращения вала двигателя и расхода топлива (весовым способом). Температуру окружающего воздуха измеряют с точностью  $\pm 0,5\text{ }^\circ\text{C}$ , относительную влажность —  $\pm 2\%$ , давление — до  $\pm 1$  мм рт. ст., расходы воздуха —  $\pm 2\%$ , картерных газов —  $\pm 3\%$ , температуры жидкости в системе охлаждения и масла в картере —  $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$ , температуру ОГ — до  $\pm 20\text{ }^\circ\text{C}$ , давление ОГ — с точностью  $\pm 3\%$ .

Все измерения следует выполнять приборами и устройствами, предварительно проверенными или протарированными в соответствии с существующими положениями о контроле измерительных приборов.



### Контрольные вопросы

1. Какое назначение имеют испытания двигателей?
2. Какие применяются виды испытаний?
3. Как проводятся испытания?
4. Какие требования предъявляются к измерительным средствам и точности измерений?

## 1.16. ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

**Наддув двигателей.** Современные прогрессивные тенденции развития автомобилей требуют повышения мощности их двигателей без существенного увеличения габаритных размеров и массы.

Повышение литровой мощности осуществляется при модернизации выпускаемых двигателей и создании новых форсированных двигателей. Задача форсирования двигателей в настоящее время решается главным образом применением наддува.

Наддувом двигателя называется способ его форсирования путем одновременного увеличения количества поступающего в цилиндр весового заряда воздуха и топлива. При применении наддува не только увеличивается мощность двигателей, но и решаются не менее важные тенденции развития двигателей — снижаются токсичность и удельный расход топлива.

Различают следующие виды наддува двигателей внутреннего сгорания: скоростной, инерционный, механический, газотурбинный, комбинированный.

*Скоростной наддув* основан на аэродинамическом эффекте преобразования скорости потока воздуха в статическое давление. Конструктивно он может быть реализован в виде воздушного патрубка, направленного навстречу потоку воздуха при движении транспортного средства.

*Инерционный наддув* основан на использовании колебательно-го движения газа в процессе впуска (и выпуска), вследствие чего возникает волна давления. Если настроить впускную систему так, что к концу процесса впуска (в период дозарядки) в трубопроводе у впускного клапана давление будет выше атмосферного, то произойдет дозарядка цилиндра. Аналогичный эффект может быть получен в том случае, если к концу процесса выпуска у выпускного клапана образовалось разрежение, при этом улучшается очистка цилиндров от ОГ, и в него поступит большее количество свежего заряда.

Инерционный наддув дает возможность в отдельных случаях увеличить мощность двигателей на 10...20 %.

При *механическом наддуве* (рис. 1.61) нагнетатель приводится в движение от коленчатого вала двигателя. Нагнетатели могут быть роторными, роторно-зубчатыми, поршневыми или центробежными.

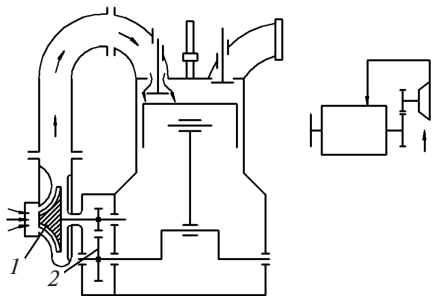


Рис. 1.61. Схема механического наддува:

1 — нагнетатель (центробежный компрессор); 2 — механическая передача

Привод нагнетателя может быть выполнен с постоянным или переменным передаточным числом (регулируемая гидравлическая передача).

Преимущество механического наддува состоит в том, что он обеспечивает хороший пуск и удовлетворительную приемистость двигателя.

Недостаток — ухудшение экономичности двигателя, обусловленное затратой энергии на привод нагнетателя, а также ограничение наддува областью лишь его умеренных численных значений. Количество подаваемого воздуха с уменьшением нагрузки (при  $n = \text{const}$ ) остается постоянным, растет  $\alpha$ , а  $\eta_m$  уменьшается.

*Газотурбинный наддув* (ГТН) является наиболее эффективным способом увеличения агрегатной мощности двигателя. При газотурбинном наддуве привод нагнетателя осуществляется от турбины, работающей на выпускных газах двигателя (рис. 1.62).

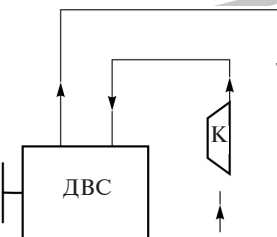


Рис. 1.62. Схема газотурбинного наддува

В процессе работы двигателя с ГТН газы через выпускные клапаны направляются в газовую турбину (Т) и, совершая работу на лопатках рабочего колеса, приводят его во вращательное движение. Рабочее колесо турбины механически связано с рабочим колесом компрессора К. В компрессоре осуществляется сжатие воздуха, засасываемого из окружающей среды, до давления наддува  $p_k$ . Сжатый воздух поступает в цилиндр двигателя через впускной клапан.

Агрегат турбонаддува, включающий газовую турбину и центробежный компрессор, обычно называют турбокомпрессором (ТК). Двигатель, имеющий турбокомпрессор, называют турбопоршневым или комбинированным двигателем.

В целом ГТН является наиболее экономичным, так как помимо роста эффективной мощности улучшается экономичность двигателя. ГТН позволяет повысить его мощность на 50...70 %, а вообще мощность двигателя без наддува может быть удвоена и утроена. В целях обеспечения прочности и допускаемой тепловой

напряженности при применении наддува в дизелях их мощность увеличивается не более чем в два раза.

В настоящее время нашли практическое применение три вида систем ГТН, отличающиеся способом подвода газов из цилиндров к турбине.

*Изобарная* система ГТН — с турбиной постоянного давления. В этом случае выпуск газов из цилиндров производится в общий коллектор, в котором давление газа, направляемого затем к турбине, выравнивается. Далее газ поступает в турбину постоянного давления и на ее лопатках расширяется до атмосферного давления.

*Импульсная* система — с импульсной турбиной. Эта система применяется для лучшего использования кинетической энергии выхлопных газов. В этом случае турбина присоединяется коротким трубопроводом к отдельному цилиндру или к группе цилиндров, наиболее отстоящих друг от друга по фазе выпуска (у них процесс выпуска чередуется без перекрытия).

В момент открытия выпускного клапана цилиндра давление в секции коллектора резко возрастает, достигает максимума, а затем падает до тех пор, пока не начнется выпуск в следующем цилиндре этой секции. Чтобы уменьшить потери энергии газов при истечении из цилиндра, объем секции выпускного коллектора должен быть по возможности минимальным. Газы из секции коллектора подводятся к отдельным каналам корпуса турбины. Таким образом осуществляется парциальный подвод рабочего тела к направляющему аппарату. Схематически разделенные выпускные коллекторы при импульсном наддуве можно показать следующим образом (рис. 1.63).

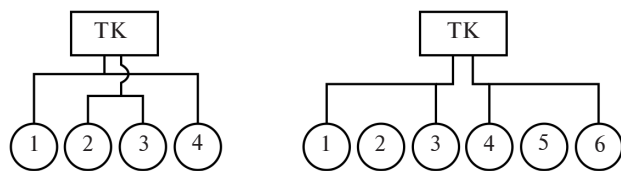


Рис. 1.63. Схемы разделенных коллекторов

Для четырехцилиндрового двигателя с порядком работы 1–3–4–2 одна секция коллектора объединяет цилиндры 1, 4, а вторая — 2, 3. Сдвиг фаз выпуска газов из цилиндров одной секции равен  $360^\circ$ . Для шестицилиндрового двигателя с порядком

работы 1–5–3–6–2–4 в одну секцию коллектора можно объединить цилиндры 1, 2, 3, во вторую — 4, 5, 6. Сдвиг фаз в одной секции составляет  $240^\circ$ .

С учетом обеспечения минимального объема выпускного коллектора турбокомпрессор предпочтительнее располагать у середины коллектора, а не у края. На многих V-образных высокоскоростных дизелях устанавливают два турбокомпрессора, по одному на каждый блок.

*Серийная (последовательная)* система представляет собой сочетание импульсной системы наддува в первой ступени турбины и изобарной — во второй.

Турбина постоянного давления имеет более высокий КПД. Тем не менее импульсная турбина срабатывает определенную часть кинетической энергии газа, не используемую в турбине постоянного давления, и потому для малых давлений наддува (0,18...0,19 МПа), когда в общей энергии выпускных газов доля энергии импульса оказывается значительной, она более рентабельна. При ГТН с постоянным давлением при перекрытии клапанов истечение в одном цилиндре влияет на истечение в другом, что ухудшает их очистку.

Турбокомпрессоры выпускаются двух типов — с радиальной центростремительной и осевой газовыми турбинами.

В системах наддува дизелей применяются одноступенчатые турбокомпрессоры, состоящие из центробежного компрессора и радиальной центростремительной турбины (рис 1.64). Эти турбины при малых расходах газа имеют более высокий КПД, чем осевые. Осевые турбины применяются для двигателей большой мощности — 1000 л. с. и более.

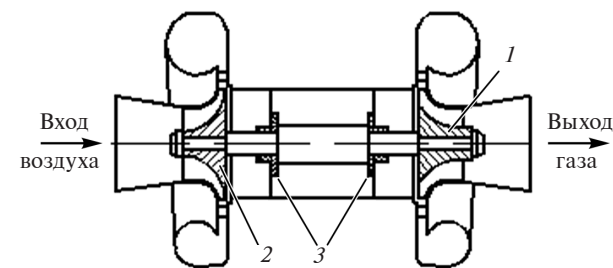


Рис. 1.64. Турбокомпрессор:  
1 — рабочее колесо турбины; 2 — колесо компрессора;  
3 — подшипники скольжения

При производстве автомобильных двигателей широкое распространение получила схема ТКР, в которой колеса турбины 1 и компрессора 2 укреплены консольно на валу турбокомпрессора, вращающемся в подшипниках скольжения. Смазка подшипников осуществляется от системы смазывания двигателя.

Турбокомпрессоры типа ТКР имеют малую массу и обладают хорошей приемистостью. Общий КПД их не ниже 0,5. Ресурс турбокомпрессоров приближается к ресурсу остальных узлов дизелей. Окружная скорость рабочих колес турбокомпрессоров определяется напором, развиваемым компрессором. В зависимости от уровней окружной скорости и температуры ОГ выбирают материал рабочего колеса. При средней температуре газа 700 °С и более колеса турбины изготавливают из сплавов на никелевой или титановой основе.

По давлению наддува турбокомпрессоры делятся на следующие группы:

- 1) турбокомпрессоры низкого давления (исполнения Н) со степенью повышения давления  $\pi_k$  от 1,3 до 1,9 включительно;
- 2) среднего давления (исполнения С) с  $\pi_k$  от 1,9 до 2,5 включительно;
- 3) высокого давления (исполнения В) с  $\pi_k$  от 2,5 до 3,5.

Выпускается несколько моделей турбокомпрессоров, каждая из которых предназначена для наддува двигателей в определенном диапазоне мощностей. Причем, чтобы обеспечить соответствие параметров турбокомпрессора и двигателя, модели агрегатов наддува имеют модификации, которые отличаются между собой проточными частями компрессора и турбины при сохранении базовых диаметров колес. Базовый диаметр колеса компрессора (такой же диаметр и у колеса турбины) в сантиметрах указывается последней цифрой в обозначении типоразмера турбокомпрессора, например, ТКР-5,5, ТКР-6,5 и т. д. Отклонение от базового диаметра колес турбокомпрессора допускается до 5 мм.

**Электрохимические преобразователи энергии.** Специалисты считают водород одним из наиболее перспективных источников энергии. Его запасы на нашей планете практически безграничны. Кроме того, он содержит в единице веса почти в три раза больше тепловой энергии, чем, например, бензин.

В настоящее время существует достаточно много различных методов получения водорода:

электрохимический (электролиз воды, каталитическая конверсия природного газа и др.);

в термохимических циклах (термохимическое разложение воды на водород и кислород, термохимическое разложение йодата калия);

комбинированные методы;

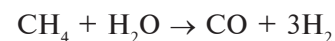
фотокаталитические методы;

из сероводорода;

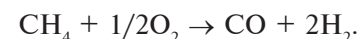
из углеводородного сырья (метод паровой конверсии, метод каталитической конверсии легкого углеводородного сырья и газификации тяжелых нефтяных остатков, плазменный риформинг);

одноступенчатые методы разложения воды на водород и кислород.

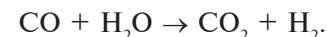
Для промышленного получения водорода основными видами сырья являются природные горючие газы, коксовый газ и газы нефтепереработки, а также продукты газификации твердых и жидких топлив (главным образом угля). Важнейшим способом производства водорода из природного газа является каталитическое взаимодействие углеводородов, главным образом метана, с водяным паром (конверсия):



и неполное окисление углеводородов кислородом:



Образующаяся окись углерода также подвергается конверсии:



Водород, добываемый из природного газа, самый дешевый. Очень распространен способ производства водорода из водяного и паровоздушного газов, получаемых газификацией угля.

Получение водорода электролизом воды в настоящее время – процесс чрезвычайно дорогой. Однако в этом направлении ведутся постоянные исследования. Например, процесс разложения воды, используемый при производстве водорода, может быть ускорен за счет уникальных каталитических свойств углеродных нанотрубок. Кроме того, следует учитывать способ получения электроэнергии, необходимой для электролиза воды. Если элек-

троэнергия вырабатывается на электростанциях, использующих в качестве топлива природный газ или уголь, то экологичность применения водорода в качестве моторного топлива во многом теряет свои преимущества. Логичным было бы то, что источником энергии для получения водорода стал бы возобновляемый источник энергии. Таким источником может быть энергия ветра, солнца и т. п.

Мощности по производству водорода в мире примерно оцениваются в 40 млн т в год. Практически весь вырабатываемый в настоящее время водород используется в различных процессах нефтепереработки и нефтехимии.

Один из путей внедрения водорода на автотранспорте – применение двухтопливного ДВС (водород – бензин, водород – метан).

Перспективность применения водорода для автомобильных двигателей определяется, прежде всего, экологической чистотой, неограниченностью и возобновляемостью сырьевых запасов, относительно низкими затратами на транспортировку и, наконец, уникальными моторными свойствами, что открывает возможности его широкого применения как в современных автомобильных двигателях без их коренной перестройки, так и в принципиально новых транспортных энергоустановках с прямым преобразованием энергии типа электрохимических генераторов тока.

Использование водорода в качестве моторного топлива для автомобилей может осуществляться по нескольким вариантам:

- применение самого водорода;
- применение водорода совместно с традиционными нефтяными топливами;
- использование водорода как топлива в топливных элементах.

Большое внимание уделяют непосредственному преобразованию химической энергии органического топлива в электрическую – созданию топливных элементов (ТЭ). Распространение получили низкотемпературные ( $t = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) топливные элементы с жидким электролитом (концентрированные растворы серной или фосфорной кислот и щелочи КОН). Топливом в элементах служит водород, окислителем – кислород из воздуха.

Образование электроэнергии в элементе – это процесс обмена электронами между горючим и окислителем с образованием нового соединения – продукта реакции (рис. 1. 65).

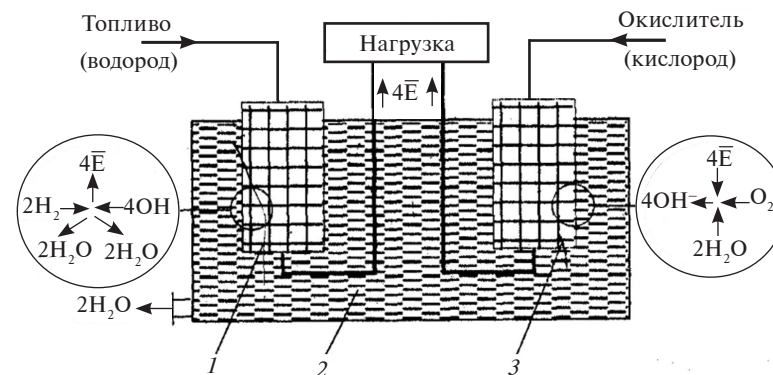


Рис. 1.65. Схема водородно-кислородного элемента:

1 – катод; 2 – электролит; 3 – анод

Основные преимущества топливных элементов:

- высокая эффективность прямого преобразования химической энергии топлива (водорода) и окислителя (кислорода) в электроэнергию (КПД составляет 50...70 %);
- высокие удельные массовые характеристики (1,2...5,0 кг/кВт, в перспективе 0,8...1,0 кг/кВт);
- компактность (большая плотность тока) (2...5 л/кВт, в перспективе 0,6...1,0 л/кВт);
- низкая рабочая температура (до 100 °С), что обеспечивает возможность быстрого запуска и достижения максимальной мощности ЭУ;
- способность к многократным перегрузкам по току;
- высокий уровень отработки, достигнутый при создании космических ЭУ в США и России (для щелочных ТЭ).

Топливный элемент – составная часть электрохимического генератора, который содержит еще системы кондиционирования, подготовки топлива, утилизации отходов и др. (рис. 1.66). Первичным топливом могут быть метан, пары метанола, керосина, синтез-газ и т. д. Коэффициенты полезного действия у генераторов с топливными элементами изменяются от 30 % (ДВС и газовые турбины) до 60...65 % (энергоустановки с твердооксидными топливными элементами).

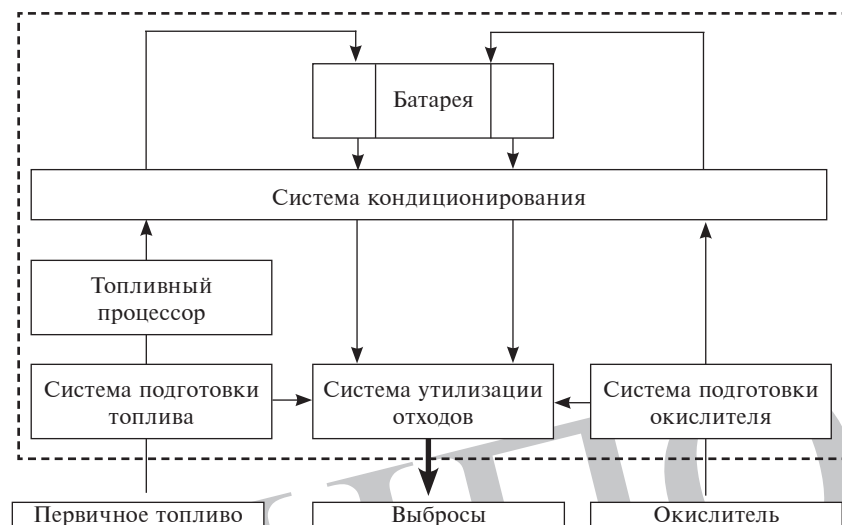


Рис. 1.66. Схема электрохимического генератора

Эксперты связывают «водородное будущее» автотранспорта, прежде всего, с топливными элементами. Водород и кислород соединяются в «ящике с мембраной» (так упрощенно можно представить топливный элемент) и дают водяной пар плюс электричество. В отличие от аккумуляторной батареи в ТЭ обеспечивается непрерывный подвод реагирующих компонентов (горючего и окислителя) в зону электрохимической реакции, что позволяет преодолеть основной недостаток классического электромобиля (при сохранении всех достоинств) — недостаточную энергоемкость источника энергии. Удельная энергоемкость ТЭ в 10 раз превышает этот параметр для лучших аккумуляторных батарей (~1000 Вт·ч/кг вместо ~100 Вт·ч/кг соответственно). При этом наблюдается полное отсутствие вредных выбросов, пробег определяется только запасом топлива на борту. Все это делает ТЭ, работающие на водороде и воздухе, наиболее привлекательным источником энергии, особенно для городского транспорта. Однако серийный выпуск и массовые продажи машин на топливных элементах долгое время будут сильно сдерживаться малым числом таких заправочных станций. Да и стоимость топливных элементов пока велика.

Себестоимость автомобиля, оборудованного водородным двигателем, почти в 10 раз выше себестоимости автомобиля с классическим двигателем внутреннего сгорания. Скорее всего, широкое распространение автомобили на водородном топливе получат в период 2020–2050 гг.

**Роторно-поршневые двигатели.** Роторно-поршневой двигатель (РПД) разработан Ф. Ванкелем в соавторстве с В. Фройде в 1957 г. В РПД функцию поршня выполняет трехгранный ротор (рис. 1.67), совершающий вращательное движение внутри полости сложной формы.

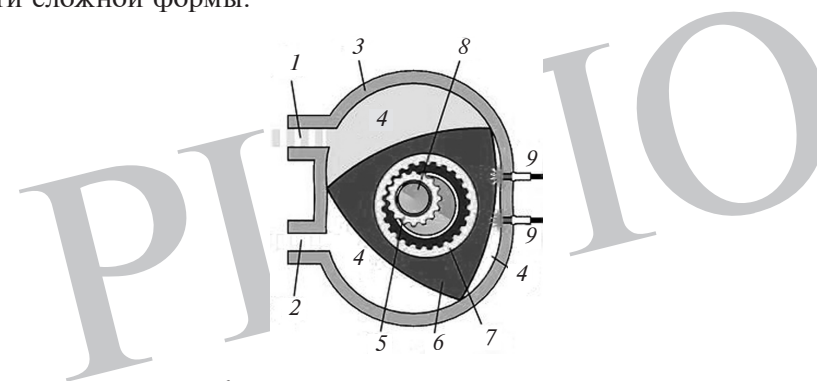


Рис. 1.67. Схема роторно-поршневого двигателя:

- 1 — впускное окно; 2 — выпускное окно; 3 — корпус;  
4 — камера сгорания; 5 — неподвижная шестерня; 6 — ротор;  
7 — зубчатое колесо; 8 — эксцентриковый вал; 9 — свеча зажигания

Силы давления газов от сгоревшей топливовоздушной смеси приводят в движение ротор, насаженный через подшипники на эксцентриковый вал. Движение ротора относительно корпуса (статора) производится через пару шестерен, одна из которых большего размера (зубчатое колесо) закреплена на внутренней поверхности ротора; вторая — неподвижная шестерня меньшего размера жестко прикреплена к внутренней поверхности боковой крышки двигателя. Взаимодействие шестерен приводит к тому, что ротор совершает круговые эксцентричные движения, соприкасаясь гранями с внутренней поверхностью камеры сгорания. В результате между ротором и корпусом образуются три изолированные камеры переменного объема, в которых происходят процессы сжатия и сгорания топливовоздушной смеси, рас-

ширения газов, оказывающих давление на рабочую поверхность ротора, очистка камеры сгорания от ОГ через выпускное окно. Вращательное движение ротора передается на эксцентриковый вал, передающий крутящий момент на механизмы трансмиссии. Передаточное соотношение шестерен ротора и статора составляет 2:3, поэтому за один полный оборот эксцентрикового вала ротор успевает повернуться на 120°. В свою очередь, за один полный оборот ротора в каждой из трех образуемых его гранями камер производится полный четырехтактный цикл двигателя внутреннего сгорания.

Достоинства РПД:

- простота конструкции. В РПД на 35...40 % меньше деталей, чем в поршневом четырехтактном двигателе, так как в нем нет поршней, шатунов, коленчатого вала, газораспределительного механизма. Процессы газообмена осуществляются через впускные и выпускные окна (что напоминает механизм газораспределения двухтактного двигателя);

- отсутствие системы смазки. Смазка всего ротора и рабочей поверхности камеры сгорания производится топливовоздушной смесью, в которую добавляется масло (как при эксплуатации двухтактных мотоциклетных двигателей);

- поскольку масса ротора невелика и легко уравнивается массой противовесов эксцентрикового вала, РПД отличается небольшим уровнем вибрации и хорошей равномерностью работы. Особой плавностью хода характеризуются двухроторные двигатели, в которых роторы сами являются снижающими вибрацию балансирными;

- высокая удельная мощность при высоких частотах вращения эксцентрикового вала. Это позволяет добиться от автомобиля с РПД хороших скоростных характеристик и улучшения динамики при относительно небольшом расходе топлива;

- небольшие размеры. РПД меньше поршневого четырехтактного двигателя той же мощности примерно вдвое. Это позволяет более рационально использовать пространство моторного отсека, более точно рассчитать расположение узлов трансмиссии и распределение нагрузки на переднюю и заднюю оси.

Недостатки РПД:

- невысокая эффективность уплотнений зазора между ротором и камерой сгорания. Имеющий сложную форму ротор требу-

ет надежных уплотнений не только по граням, но и по боковой поверхности, соприкасающейся с крышками двигателя. При этом уплотнения выполняются в виде подпружиненных полосок из высоколегированной стали с особо точной обработкой как рабочих поверхностей, так и торцов. Заложенные в конструкцию уплотнений допуски на расширение металла от нагрева ухудшают их характеристики, и избежать прорыва газа у торцевых участков уплотнительных пластин практически невозможно;

- повышенный расход масла. РПД потребляет значительно больше масла, чем четырехтактный поршневой двигатель (от 400 до 1000 г на 1000 км пробега);

- особые требования к качеству масла, что связано со склонностью к повышенному износу из-за большой площади соприкасающихся деталей ротора и внутренней поверхности камеры сгорания, а также к перегреву из-за повышенного трения и небольших размеров двигателя;

- необходимость регулярной замены масла, так как абразивные частицы в старом масле резко увеличивают износ двигателя;

- склонность двигателя к детонации;

- РПД обеспечивают оптимальную мощность на достаточно высоких частотах вращения эксцентрикового вала, что вынуждает использовать их в паре с многоступенчатыми коробками перемены передач или усложнять автоматические коробки;

- недостаточная надежность двигателя.

Наибольшее распространение РПД получили в 70-х гг. XX в., когда патент на двигатель Ванкеля был куплен одиннадцатью ведущими мировыми производителями автомобилей. Экспериментальными работами по этому двигателю занимались ВАЗ, Citroen, Mazda. Наибольших успехов добилась Mazda, которая выпустила легковой автомобиль с РПД в 1963 г. В настоящее время концерн Mazda оснащает РПД автомобили серии RX.

**Газотурбинный двигатель.** Газотурбинным двигателем (ГТД) называется тепловой двигатель, в котором газ сжимается и нагревается, а затем энергия сжатого и нагретого газа преобразуется в механическую работу на валу газовой турбины. Рабочий процесс ГТД может осуществляться с непрерывным сгоранием топлива при постоянном давлении или с прерывистым сгоранием топлива при постоянном объеме.

Наибольшее промышленное применение получили ГТД с непрерывным сгоранием топлива при постоянном давлении. В таком двигателе (рис. 1.68) ротационный компрессор, находящийся на одном валу с газовой турбиной, засасывает воздух из атмосферы, сжимает его и нагнетает в камеру сгорания. Топливный насос, также приводимый от вала турбины, подает топливо в форсунку, установленную в камере сгорания. Газообразные продукты сгорания поступают через направляющий аппарат на рабочие лопатки колеса газовой турбины и заставляют его вращаться в одном определенном направлении. Газы, отработавшие в турбине, выпускаются в атмосферу через патрубок.

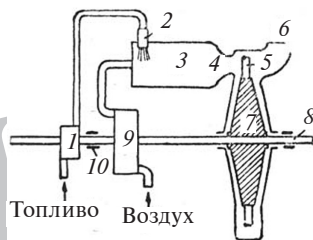


Рис. 1.68. Принципиальная схема газотурбинного двигателя:

- 1 – топливный насос; 2 – форсунка; 3 – камера сгорания;  
4 – направляющий аппарат; 5 – рабочие лопатки; 6 – патрубок;  
7 – газовая турбина; 8 – вал газовой турбины;  
9 – ротационный компрессор; 10 – подшипники

Большинство существующих автомобильных газотурбинных двигателей используют двухвальную схему с теплообменниками (рис. 1.69).

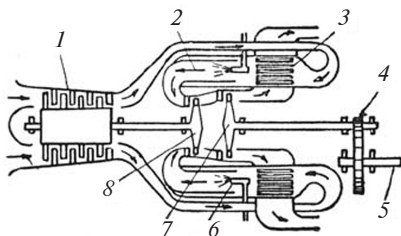


Рис. 1.69. Принципиальная схема

двухвального газотурбинного двигателя с теплообменником:

- 1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – теплообменник; 4 – шестерня;  
5 – выходной вал; 6 – форсунка; 7 – тяговая турбина; 8 – специальная турбина

В этой схеме для привода компрессора используют специальную турбину, а для привода колес автомобиля – тяговую турбину. Газы из камеры сгорания вначале поступают на лопатки турбины привода компрессора, а затем на лопатки газовой турбины. Воздух, нагнетаемый компрессором, прежде чем поступить в камеру сгорания, подогревается в теплообменниках за счет тепла, отдаваемого ОГ.

Применение двухвальной схемы создает выгодную тяговую характеристику ГТД, позволяющую сократить число ступеней в коробке перемены передач и улучшить его динамические качества.

Достоинства ГТД:

- газовая турбина может развивать высокие частоты вращения, что дает возможность получать значительную мощность при гораздо меньших размерах по сравнению с поршневыми двигателями;

- вращательное движение вала является по существу единственным движением в газовой турбине, в то время как в поршневом ДВС, помимо вращательного движения коленчатого вала, имеет место возвратно-поступательное движение поршня и сложное движение шатуна;

- отсутствие трущихся деталей при минимальном количестве подшипников обеспечивает высокую надежность и длительную работоспособность двигателя;

- ГТД не требуют специальной системы охлаждения;

- для питания ГТД могут быть использованы более дешевые фракции переработки нефти, например керосин.

Недостаток ГТД заключается в необходимости искусственно ограничивать температуру газов, поступающих на лопатки турбины. Для ГТД легковых и грузовых автомобилей температуру ограничивают до 600...700 °С. Ограничение температуры снижает КПД двигателя и приводит к повышенному расходу топлива. В настоящее время существуют отдельные способы повышения КПД таких двигателей путем охлаждения лопаток, использования тепла ОГ для подогрева поступающего в камеры сгорания воздуха, производства газов в высокоэффективных генераторах, работающих по дизель-компрессорному циклу с высокими степенями сжатия, и др.

**Адиабатные двигатели.** Адиабатным называется двигатель без отвода теплоты через его наружную поверхность. Эти двигатели практически не требуют применения системы охлаждения. Рабочий процесс отличается повышенной температурой сгорания рабочей смеси и, как следствие, высокой температурой деталей, образующих камеру сгорания. Для изготовления деталей, работающих при высокой температуре, применяют жаропрочные материалы, например керамические.

Достоинства адиабатных двигателей:

- высокий КПД и низкий удельный расход топлива;
- многотопливность. В адиабатном двигателе можно использовать топливо нефтяного происхождения – сжиженный газ, спирты, сжиженные сланцы и т. д.;
- уменьшение токсичности ОГ и снижение уровня шума.

Широкое распространение адиабатных двигателей сдерживают такие их недостатки, как:

- повышенная хрупкость керамики, ее низкая сопротивляемость усталостному разрушению, плохая обрабатываемость;
- решение проблемы сопряжения керамики с металлическими деталями из-за большой разности их коэффициентов линейного расширения;
- обеспечение смазки трущихся поверхностей цилиндропоршневой группы при повышенных температурах;
- разработка новых видов смазки керамических поверхностей;
- повышение надежности конструкции деталей двигателя, работающих при высокой температуре.

**Гибридный привод автомобилей.** Гибридный автомобиль – автомобиль, использующий для привода ведущих колес более одного источника энергии. Наиболее часто совместно используются ДВС и электродвигатель.

Первоначально замена механической коробки перемены передач электрическим приводом была реализована на большегрузных карьерных самосвалах, что связано с необходимостью передачи значительного крутящего момента на ведущие колеса.

При применении электротрансмиссии двигатель, работающий на углеводородном топливе, приводит во вращение электро-

генератор. Вырабатываемый электрический ток через систему управления передается на электродвигатели, которые установлены непосредственно на ведущие колеса автомобиля.

Схема работы гибридного автомобиля модифицирована добавлением промежуточного накопителя энергии, в качестве которого наиболее часто применяется аккумуляторная батарея. Кроме того, могут использоваться батареи конденсаторов и ионисторы (суперконденсаторы). В случае применения накопителя энергии гибридный автомобиль может двигаться без включения ДВС, т. е. в режиме электромобиля. В некоторых конструкциях гибридных автомобилей предусмотрена возможность зарядки накопителей от электрической сети.

Достоинства гибридных автомобилей:

- снижение расхода топлива (достигается полной автоматизацией управления работой двигателя с помощью бортового компьютера, начиная от своевременного отключения двигателя во время остановки при движении в транспортном потоке с возможностью немедленного возобновления движения без его запуска на запасенной в накопителе энергии и заканчивая использованием кинетической энергии движущегося автомобиля при торможении для зарядки накопителя при работе электродвигателя в режиме электрогенератора – более сложный механизм рекуперации);

– гибридные автомобили стали компромиссным решением таких недостатков электромобилей, как значительная масса аккумуляторов и необходимость их длительной зарядки, недостаточно развитая инфраструктура зарядных станций, малая дальность пробега на одной зарядке;

- улучшение экологических показателей работы автомобиля;
- снижение шумности при движении на электрической тяге.

Недостатки:

– гибридные автомобили имеют относительно большую массу, они сложнее и дороже традиционных автомобилей с ДВС;

– ремонт и техническое обслуживание гибридных автомобилей требуют применения дополнительного оборудования и высококвалифицированного персонала.



## Контрольные вопросы

1. Какие существуют виды наддува двигателей?
2. Опишите преимущества системы газотурбинного наддува.
3. Назовите типы турбокомпрессоров.
4. Какой двигатель называется адиабатным?
5. Какой привод автомобиля называется гибридным?
6. Дайте сравнительную характеристику роторно-поршневого, газотурбинного, адиабатного двигателей и гибридного привода.

## 2. ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

### 2.1. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ

Автомобиль – механическое транспортное средство, предназначенное для перевозки людей, грузов и специального оборудования по поверхности земли. К конструкции автомобиля предъявляется ряд требований, обусловленных выполняемыми им функциями:

*производственные требования* – характеризуются возможностью завода-изготовителя производить автомобиль по современной технологии с низкой трудоемкостью, себестоимостью, расходом материалов;

*эксплуатационные требования* – определяются полной использованием эксплуатационных свойств в реальных условиях;

*потребительские требования* – оцениваются степенью удовлетворенности потребителей предлагаемым автомобилем: низкая стоимость самого автомобиля и его эксплуатации, безотказность и ремонтпригодность, безопасность, комфортабельность, легкость управления;

*требования безопасности* – включают в себя активную, пассивную и экологическую безопасность и учитываются не только на этапе конструирования автомобиля, но и при его эксплуатации.

Активная безопасность автомобиля определяется конструктивными особенностями автомобиля, способными предотвратить или снизить вероятность возникновения дорожно-транспортного происшествия (ДТП). Этот вид безопасности зависит от обзорности, освещенности, удобства управления автомобилем, маневренности, устойчивости, тяговых и тормозных свойств автомобиля.

Пассивная безопасность автомобиля обеспечивается механизмами, способными снижать уровень тяжести последствий произошедшего ДТП (ремни и подушки безопасности, травмобезопасная рулевая колонка и другие устройства, а также мероприятия, направленные на снижение травматизма людей и сохранность грузов).

Экологическая безопасность определяется степенью вредного воздействия автомобиля на окружающую среду.

Эксплуатационные свойства характеризуют степень использования автомобиля в заданных условиях эксплуатации. Это группа свойств, посредством которых обеспечивается движение: тягово-скоростные и тормозные свойства; топливная экономичность; свойства, связанные с безопасностью движения и возможностью движения по различным дорогам, плавность хода.

Основными эксплуатационными свойствами автомобиля являются:

*динамичность* — зависит от тягово-скоростных свойств автомобиля и определяется его способностью двигаться с максимальной скоростью и максимальным ускорением в различных дорожных условиях;

*тормозные свойства* — способность быстро снижать скорость движения, вплоть до полной остановки;

*топливная экономичность* — характеризует рациональное использование энергии топлива автомобилем при перевозке грузов или пассажиров;

*управляемость* — свойство автомобиля изменять направление движения при соответствующем воздействии на рулевое управление;

*устойчивость* — свойство автомобиля сохранять заданное направление движения и противодействовать заносу или опрокидыванию;

*проходимость* — свойство автомобиля, определяющее его способность двигаться в тяжелых дорожных условиях и по бездорожью;

*плавность хода* — способность автомобиля поглощать толчки, удары, колебания, возникающие при движении по неровностям дороги. Плавность хода оказывает влияние на скорость движения, расход топлива, самочувствие пассажиров, сохранность грузов и самого автомобиля.

Тормозные свойства, управляемость и устойчивость автомобиля обуславливают безопасность движения.

Кроме эксплуатационных свойств, существуют свойства надежности. *Надежность* является комплексным показателем, включающим четыре свойства:

*безотказность* — свойство автомобиля непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого времени или пробега;

*долговечность* — свойство сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонта;

*ремонтпригодность* — определяется приспособленностью автомобиля к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей, а также поддержанию или восстановлению работоспособности путем проведения технического обслуживания и ремонта;

*сохраняемость* — свойство сохранять работоспособность в процессе хранения или транспортирования.

Эксплуатационные свойства автомобиля оценивают с помощью системы измерителей и показателей.

*Измеритель* характеризует эксплуатационное свойство с качественной стороны и представляет собой единицу измерения этого свойства. Например, измерителями динамичности автомобиля являются скорость (м/с или км/ч) и ускорение (м/с<sup>2</sup>).

*Показателем* эксплуатационного свойства является число, характеризующее количественное значение измерителя, например, максимальная скорость движения на горизонтальном участке дороги или максимальное ускорение при разгоне автомобиля. С помощью показателя можно оценить эксплуатационное свойство автомобиля в заданных условиях движения. Теория автомобиля позволяет определить значение отдельных показателей в различных условиях эксплуатации расчетным путем.



### Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляются к конструкции автомобиля?
2. Какие основные эксплуатационные свойства автомобиля?
3. Что такое измеритель и показатель?

## 2.2. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА АВТОМОБИЛЬ ПРИ ЕГО ДВИЖЕНИИ

**Скоростная характеристика двигателя.** Движение автомобиля осуществляется за счет действия силы тяги, создаваемой на ведущих колесах крутящим моментом, передаваемым от дви-

гателя через механизмы трансмиссии. Момент двигателя  $M_k$  (Н·м) является переменной величиной, зависящей от ряда факторов. В теории автомобиля изменение крутящего момента принято оценивать по скоростной характеристике (рис. 2.1), на которой в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n_d$  (мин<sup>-1</sup>) также отображаются эффективная мощность  $N_e$  (кВт), часовой  $G_T$  (кг/ч) и удельный  $g_e$  (г/кВт·ч) расход топлива.

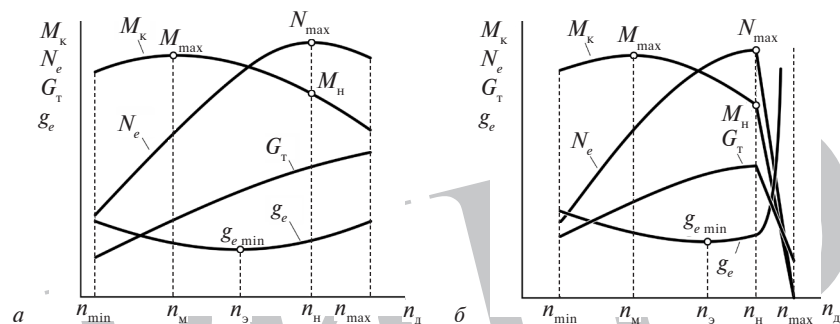


Рис. 2.1. Скоростная характеристика двигателя:

*a* – бензинового; *б* – дизельного с регулятором частоты вращения

Частота вращения коленчатого вала  $n_{\min}$  является наименьшей, при которой двигатель устойчиво работает под полной нагрузкой. С увеличением  $n_d$  момент и мощность, развиваемые двигателем, возрастают. Момент достигает максимального значения  $M_{\max}$  при частоте  $n_m$ . Частота вращения, при которой мощность имеет максимальное значение  $N_{\max}$ , называется номинальной частотой вращения коленчатого вала  $n_n$ . Соответственно при данной частоте крутящий момент принимает номинальное значение  $M_n$ .

Взаимосвязь максимального и номинального моментов оценивается:

коэффициентом приспособляемости по моменту, показывающим отношение максимального момента к номинальному:

$$K_M = \frac{M_{\max}}{M_n};$$

коэффициентом приспособляемости по оборотам, показывающим отношение соответствующих этим моментам частот вращения коленчатого вала:

$$K_n = \frac{n_m}{n_n}.$$

Важным показателем, родственным коэффициенту приспособляемости по моменту, является коэффициент запаса крутящего момента, характеризующий превышение максимального момента над номинальным, выраженное в процентах:

$$K_3 = \frac{M_{\max} - M_n}{M_n} \cdot 100 \% = \left( \frac{M_{\max}}{M_n} - 1 \right) \cdot 100 \% = (K_M - 1) \cdot 100 \%.$$

Если отсутствуют экспериментальные данные, мощность двигателя можно определить по эмпирической зависимости

$$N_e = N_{\max} \left[ a \left( \frac{n_d}{n_n} \right) + b \left( \frac{n_d}{n_n} \right)^2 - c \left( \frac{n_d}{n_n} \right)^3 \right],$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, зависящие от типа и конструкции двигателя.

Крутящий момент связан с мощностью двигателя:

$$M_k = 9550 \frac{N_e}{n_d}.$$

Удельный расход топлива – это расход топлива на единицу мощности двигателя:

$$g_e = 10^3 \frac{G_T}{N_e}.$$

Наименьшего значения удельный расход топлива достигает при частоте  $n_3$  и принимает значение  $g_{e \min}$ . Соответственно работа двигателя при данной частоте вращения коленчатого вала является наиболее экономичной.

Для дизельного двигателя, у которого топливный насос оснащен всережимным центробежным регулятором, скоростную характеристику можно разделить на две ветви – регуляторную и

корректорную. Регуляторная ветвь характеристики находится на участке работы регулятора при частотах вращения коленчатого вала от  $n_n$  до  $n_{max}$ . На частотах, меньших номинальной, вместо регулятора работает корректор, поэтому данный участок называется безрегуляторной или корректорной ветвью скоростной характеристики.

**Сила тяги на ведущих колесах.** При анализе тягово-скоростных и тормозных свойств автомобиля рассматривается его прямолинейное движение. При этом систему координат  $xyz$  располагают таким образом, что ось  $x$  располагается вдоль движения автомобиля и является горизонтальной. Ось  $y$  совпадает с осью вращения колес и соответственно также расположена горизонтально, но перпендикулярно направлению движения. Ось  $z$  перпендикулярна плоскости опорной поверхности дороги и направлена вверх по отношению к дороге, поэтому она называется вертикальной. Таким образом, движение автомобиля осуществляется по дороге вдоль оси  $x$ .

Сила тяги, действующая на колесо параллельно поверхности вдоль оси  $x$ , создает ведущим моментом на колесе:

$$P_k = \frac{M_o}{r}, \quad (2.1)$$

где  $M_o$  – ведущий момент;  $r$  – радиус колеса.

Для определения силы тяги необходимо знать величину радиуса колеса  $r$  и момент  $M_o$ . Так как на колеса автомобиля установлены эластичные пневматические шины, радиус колеса во время движения изменяется. Различают следующие радиусы колеса автомобиля: конструктивный, статический, динамический и кинематический.

Радиус колеса, обусловленный конструкцией шины и колесного диска, в свободном, ненагруженном состоянии называется свободным или *конструктивным радиусом*  $r_o$  (рис. 2.2, а).

Конструктивный радиус колеса определяется по формуле

$$r_o = \delta_b b + 0,5d,$$

где  $b$  – ширина профиля шины;  $\delta_b = h/b$  – отношение высоты профиля шины  $h$  к ширине  $b$ ;  $d$  – наружный диаметр обода колеса.

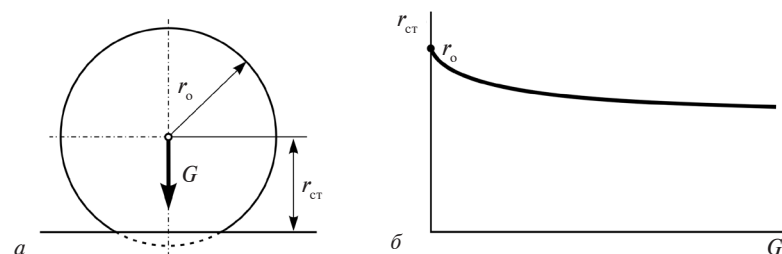


Рис. 2.2. Конструктивный и статический радиусы колеса: а – определение радиусов; б – зависимость статического радиуса от вертикальной нагрузки на колесо

*Статический радиус* колеса  $r_{ст}$  – расстояние от поверхности дороги до оси неподвижного колеса, воспринимающего вертикальную нагрузку  $G$  (рис. 2.2, а). Под действием вертикальной нагрузки шина деформируется, в результате статический радиус колеса становится меньше конструктивного (рис. 2.2, б).

При известных конструктивных параметрах шины статический радиус колеса с учетом деформации шины можно найти из соотношения

$$r_o = \lambda_d \delta_b b + 0,5d,$$

где  $\lambda_d$  – коэффициент деформации шины.

*Динамическим радиусом* колеса  $r_d$  называется расстояние от оси колеса до опорной поверхности при качении нагруженного колеса. Колесо при этом испытывает вертикальную нагрузку и подвергается воздействию окружной и боковой сил. Поэтому величина динамического радиуса зависит не только от вертикальной нагрузки и давления воздуха в шине, но также от скорости вращения колеса и передаваемого момента (рис. 2.3, а).

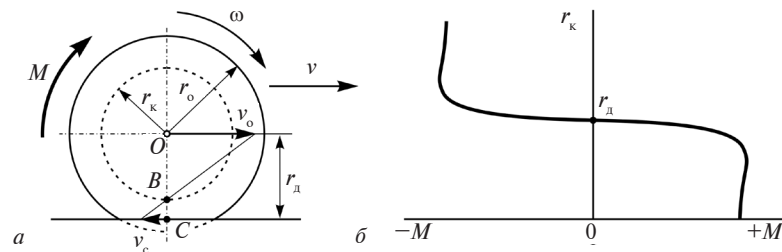


Рис. 2.3. Кинематический и динамический радиусы колеса: а – определение радиусов; б – зависимость кинематического радиуса от действующего на колесо момента

Кинематическим радиусом колеса  $r_k$  называется радиус условного недеформирующегося колеса, которое имеет с реальным колесом одинаковую угловую и линейную скорости. Кинематический радиус определяется из отношения линейной скорости оси колеса  $v$  к его угловой скорости  $\omega$ :

$$r_k = \frac{v}{\omega}.$$

На рисунке условное колесо показано пунктирной линией. Линейная скорость  $v_o$  оси колеса (точка  $O$ ) соответствует скорости движения автомобиля  $v$ . При этом точка колеса  $C$ , расположенная на поверхности, движется назад со скоростью  $v_c$ , а точка  $B$  неподвижна относительно дороги. Положение точки  $B$  определяется пересечением прямых линий, проходящих через начала и концы векторов скоростей точек  $O$  ( $v_o$ ) и  $C$  ( $v_c$ ). Кинематический радиус  $r_k$  на схеме меньше динамического  $r_d$ . При равенстве кинематического и динамического радиусов точка  $B$  совпадает с точкой  $C$ , скорость которой становится равной нулю. Если точка  $C$  движется вперед по ходу движения, то точка  $B$  опускается ниже точки  $C$ , а кинематический радиус становится больше динамического.

Зная величину кинематического радиуса колеса  $r_k$  (м), частоту вращения коленчатого вала двигателя  $n_d$  (мин<sup>-1</sup>) и включенную передачу (характеризуемую передаточным числом трансмиссии  $i_{тр}$ ), можно определить скорость движения автомобиля  $v$  (км/ч):

$$v = 0,377 \frac{n_d r_k}{i_{тр}}.$$

Как и статический, динамический и кинематический радиусы колеса зависят от вертикальной нагрузки, действующей на колесо, и давления воздуха в шине. Кроме того, динамический радиус зависит также от скорости автомобиля и передаваемого колесом крутящего момента. При увеличении скорости динамический радиус увеличивается за счет действия центробежной силы, а при увеличении крутящего момента незначительно уменьшается. Кинематический радиус в значительно большей степени, чем динамический, изменяется при передаче крутящего момента (рис. 2.3, б). Наличие момента на колесе вызывает его буксова-

ние (при  $M > 0$ ) или скольжение (при  $M < 0$ ) в области контакта шины с дорогой. При значительной величине крутящего момента ( $M > 0$ )  $r_k$  может снизиться до нуля, что означает полную остановку автомобиля. Большая величина тормозного момента ( $M < 0$ ) может вызвать полную остановку (отсутствие вращения) колеса, при которой автомобиль будет двигаться юзом. При этом  $r_k = \infty$ .

На дорогах с сухим твердым покрытием скольжение колес и изменения радиусов невелики, поэтому обычно численные значения радиусов  $r_{ст}$ ,  $r_d$  и  $r_k$  считают одинаковыми и обозначают общей буквой  $r$ . Тогда скорость движения автомобиля  $v$  (км/ч) определится по зависимости

$$v = 0,377 \frac{n_d r}{i_{тр}}. \quad (2.2)$$

При наличии большого крутящего момента на ведущих колесах и при недостаточном сцеплении колес с дорогой следует учитывать буксование колес, оцениваемое коэффициентом буксования  $\delta$ , который может изменяться от нуля (отсутствие буксования) до 1 (полное буксование). С учетом буксования колес расчетная формула скорости изменится:

$$v = 0,377 \frac{n_d r}{i_{тр}} (1 - \delta).$$

При полном буксовании колес ( $\delta = 1$ ) автомобиль не движется ( $v = 0$ ).

На колеса автомобиля в движении действуют силы и моменты со стороны автомобиля и дороги. Силы, действующие на колесо со стороны дороги, являются реакцией на действие сил и моментов и обозначаются буквой  $R$ . Если горизонтальная реакция дороги  $R_x$  направлена по ходу движения, то она имеет знак «+», если против хода — «-».

Момент  $M$ , действующий на колесо, имеет знак «+», если он действует по направлению вращения колеса. В случае направления момента против вращения он имеет знак «-».

В зависимости от величины и направления момента, действующего на колесо в движении, различают пять режимов качения колеса (рис. 2.4, а). В любом из режимов на колесо действует сила тяжести  $G$ , под действием которой возникает вертикальная реакция дороги  $R_z$ .

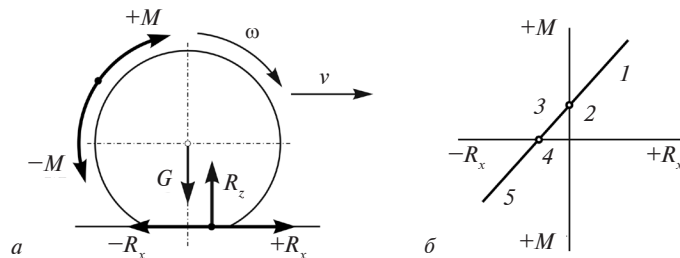


Рис. 2.4. Определение режимов качения колеса:  
 а — влияние направления сил и моментов на режимы качения;  
 б — графическое выражение режимов качения

**Ведущий режим** (рис. 2.4, б, отрезок 1). На колесо действует крутящий момент, совпадающий по направлению с угловой скоростью колеса ( $+M$ ) и расходуемый на преодоление внешних и внутренних сопротивлений движению колеса. Со стороны дороги на колесо действует горизонтальная реакция  $R_x$ , направление которой совпадает с направлением скорости движения автомобиля  $v$  ( $+R_x$ ).

**Свободный режим** (точка 2). На колесо действует крутящий момент, направленный по ходу вращения колес, который идет на преодоление только внутренних сопротивлений движению колеса. Горизонтальная реакция  $R_x$  при этом равна нулю.

**Нейтральный режим** (отрезок 3). На колесо действует положительный крутящий момент ( $+M$ ) и отрицательная горизонтальная реакция дороги ( $-R_x$ ). Движение колеса осуществляется за счет крутящего момента и толкающей силы, приложенной к оси колеса.

**Ведомый режим** (точка 4). Ведущий момент на колесе отсутствует ( $M = 0$ ). Колесо движется за счет толкающей силы. Горизонтальная реакция  $R_x$  при этом направлена против движения ( $-R_x$ ).

**Тормозной режим** (отрезок 5). На колесо действуют тормозной момент, направленный против вращения колеса ( $-M$ ), и горизонтальная реакция дороги, направленная против движения ( $-R_x$ ). Движение колеса обеспечивается за счет силы инерции и толкающей силы, приложенной к оси колеса.

Ведущее колесо может двигаться во всех пяти режимах, ведомое — только в последних двух. В дальнейшем ведомым колесом

будет называться колесо, движущееся в ведомом режиме, ведущим — движущимся в ведущем режиме.

**Силы и моменты, действующие на колесо.** Качение ведомого колеса по опорной поверхности происходит за счет приложенной к оси колеса толкающей силы  $F_T$ , действующей со стороны остова автомобиля (рис. 2.5, а).

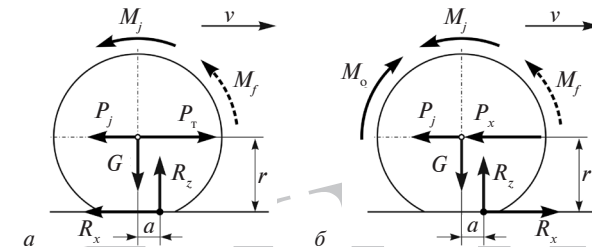


Рис. 2.5. Силы и моменты, действующие на ведомое (а) и ведущее (б) колеса

Сила тяжести  $G$  создает в пятне контакта шины с дорогой вертикальную реакцию  $R_x$  как равнодействующую нормальных реакций, действующих по всей площади пятна контакта. При неравномерном движении на колесо также действует сила инерции  $P_j$  и момент инерции  $M_j$ .

При качении колеса передняя часть шины при вступлении в контакт с дорогой деформируется, а задняя часть при выходе из контакта восстанавливает свою форму. Из-за трения внутри шины и в области контакта шины с дорогой часть энергии, затраченной на деформацию шины, переходит в тепло, которое рассеивается в окружающем пространстве. Вследствие этого при качении эластичной шины равнодействующая нормальных реакций  $R_x$  сдвигается вперед по ходу движения относительно оси колеса на расстояние  $a$ . В результате смещения точки приложения нормальной реакции возникает момент сопротивления качению  $M_f$  (на рисунке показан пунктиром). Чем больше потери в шине, тем больше величина  $a$  смещения реакции  $R_z$  и тем больше момент сопротивления качению:

$$M_f = R_z a. \quad (2.3)$$

Основное влияние на потери в шине оказывают масса деформируемых элементов шины, жесткость шины и давление воз-

духа в шине. При увеличении массы, участвующей в деформации, затрата энергии на внутреннее трение в шине возрастает. Аналогичное влияние оказывает повышение жесткости шины. Снижение давления воздуха увеличивает деформацию шины и замедляет восстановление ее формы.

Для преодоления сопротивлений движения к ведомому колесу необходимо приложить толкающую силу

$$P_{\tau} = \frac{M_f}{r} + P_j + \frac{M_j}{r}.$$

При установившемся движении, когда сила инерции  $P_j$  и момент инерции  $M_j$  равны нулю, толкающая сила идет только на преодоление сопротивления качению:

$$P_{\tau} = \frac{M_f}{r}.$$

Отношение момента сопротивления качению к радиусу колеса называется силой сопротивления качению.

$$P_f = \frac{M_f}{r} = \frac{R_z a}{r} = f R_z, \quad (2.4)$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению, определяемый как отношение горизонтального смещения  $a$  вертикальной реакции дороги к радиусу колеса  $r$ :

$$f = \frac{a}{r}. \quad (2.5)$$

В таблице 2.1 приведены значения коэффициентов сопротивления качению для различных дорожных покрытий.

Таблица 2.1

#### Коэффициенты сопротивления качению $f$ и сцепления $\varphi$

Дорожное покрытие	Коэффициент сопротивления качению $f$	Коэффициент сцепления $\varphi$ на скорости 10 км/ч для покрытия		Коэффициент сцепления $\varphi$ при 100 км/ч в % от $\varphi$ при 10 км/ч
		сухого	мокрого	
Асфальтобетонное	0,007...0,02	0,7...0,8	0,45...0,6	50
Цементобетонное	0,007...0,02	0,7...0,8	0,6...0,7	60
Гравийное	0,02...0,025	0,5...0,7	0,3...0,5	77

Окончание табл. 2.1

Дорожное покрытие	Коэффициент сопротивления качению $f$	Коэффициент сцепления $\varphi$ на скорости 10 км/ч для покрытия		Коэффициент сцепления $\varphi$ при 100 км/ч в % от $\varphi$ при 10 км/ч
		сухого	мокрого	
Грунтовое сухое	0,025...0,035	0,4...0,6		–
Грунтовое влажное	0,05...0,15	0,2...0,45		
Песчаное сухое	0,1...0,3	0,2...0,4		
Песчаное влажное	0,06...0,15	0,35...0,5		
Снежное укатанное	0,03...0,05	0,15...0,3		
Ледяное гладкое	0,015...0,03	0,07...0,15		

При скорости до 50 км/ч коэффициент сопротивления качению можно считать постоянным. В случае движения автомобиля с большой скоростью коэффициент  $f$  возрастает, так как в шине возрастают потери на деформацию шины и внутреннее трение в шине. Для определения коэффициента сопротивления качению в зависимости от скорости  $v$  (км/ч) можно использовать следующую эмпирическую зависимость:

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{v^2}{2,2 \cdot 10^4} \right),$$

где  $f_0$  – коэффициент сопротивления качению при движении автомобиля с малой скоростью (берется из таблицы 2.1).

Чтобы ведомое колесо при движении вращалось, к нему необходимо приложить вращающий момент, который создается парой сил – толкающей силой  $P_{\tau}$  и горизонтальной реакцией дороги  $R_x$ . При этом максимальное значение вращающего момента достигается при максимальном значении реакции  $R_{x \max}$ , при котором возникает равномерное скольжение колеса. Реакция  $R_{x \max}$  представляет собой в основном силу сцепления колеса с дорогой, пропорциональную вертикальной реакции  $R_z$ .

$$R_{x \max} = \varphi R_z,$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с дорогой.

Поскольку при установившемся движении толкающая сила равна силе сопротивления качению:

$$P_{\tau} = P_f = f R_z,$$

то условие вращения ведомого колеса при движении можно записать следующим образом:

$$fR_z = \varphi R_z,$$

откуда следует, что

$$f \leq \varphi.$$

Таким образом, для вращения ведомого колеса при движении необходимо, чтобы коэффициент сопротивления качению колеса не превышал коэффициент сцепления с дорогой.

*Качение ведущего колеса* по опорной поверхности происходит за счет ведущего момента  $M_o$ , передающегося на колесо через трансмиссию от двигателя (рис. 2.5, б). Аналогично ведомому колесу под действием силы тяжести  $G$  в пятне контакта шины с дорогой возникает вертикальная реакция  $R_z$ , а при неравномерном движении действуют сила инерции  $P_j$  и момент инерции  $M_j$ . В отличие от ведомого колеса к ведущему приложена внешняя сила сопротивления  $P_x$ .

Ведущий момент  $M_o$  создает на колесе силу тяги  $P_k$ , которая рассчитывается по формуле (2.1). В свою очередь, величину силы  $P_k$ , необходимую для преодоления внешних и внутренних сопротивлений движению, определяют по зависимости

$$P_k = \frac{M_f}{r} + P_j + \frac{M_j}{r} + P_x.$$

Для движения ведущего колеса необходимо соблюдать два условия: обеспечение движения по тяге и обеспечение движения по сцеплению.

Для выполнения первого условия сила тяги, создаваемая двигателем, не должна быть меньше сил сопротивления движению:

$$P_k \geq \frac{M_f}{r} + P_j + \frac{M_j}{r} + P_x. \quad (2.6)$$

Это условие обеспечивается путем выбора оптимальной передачи и создания необходимого крутящего момента двигателя.

Создавая силу тяги по формуле (2.6), следует не нарушить второе условие, по которому сила тяги не должна превысить силу сцепления колеса с дорогой:

$$P_k \leq \varphi R_z.$$

При нарушении данного условия для движения используется только часть силы тяги, равная силе сцепления.

**Сцепление колеса с дорогой.** Силой сцепления шины с дорогой  $P_{\text{сц}}$  называют максимальное значение горизонтальной реакции  $R_{xy \text{ max}}$ , пропорциональное вертикальной нагрузке на колесо  $R_z$  и коэффициенту сцепления  $\varphi$ :

$$P_{\text{сц}} = R_{xy \text{ max}} = \varphi R_z.$$

Максимальное значение реакции  $R_{xy \text{ max}}$  зависит от горизонтальных реакций в продольном  $R_{x \text{ max}}$  и поперечном  $R_{y \text{ max}}$  направлениях:

$$R_{xy \text{ max}} = \sqrt{R_{x \text{ max}}^2 + R_{y \text{ max}}^2}.$$

При воздействии на колесо продольной силы возникает продольное скольжение колеса, а при воздействии поперечной силы может возникнуть боковое скольжение. В зависимости от направления скольжения различают коэффициенты продольного  $\varphi_x$  и поперечного  $\varphi_y$  сцепления. Коэффициент поперечного сцепления  $\varphi_y$  несколько выше коэффициента продольного сцепления  $\varphi_x$ , однако их различием обычно пренебрегают и используют единое обозначение  $\varphi$ .

При отсутствии поперечных сил

$$P_{\text{сц}} = R_{x \text{ max}} = \varphi R_z.$$

Скорость скольжения  $v_c$  (см. рис. 2.3, а) во многом зависит от момента, приложенного к колесу, и от сцепных свойств шины и дороги. Полное буксование и полное скольжение являются предельными случаями движения колеса. Частичное скольжение и частичное буксование почти всегда наблюдаются при нормальной эксплуатации автомобиля.

Увеличение ведущего (или тормозного) момента, приложенного к колесу, вызывает его буксование (или скольжение) относительно дороги. С увеличением скольжения или буксования шины по дороге коэффициент сцепления сначала возрастает, а затем, достигнув максимума, уменьшается. При полном буксовании ведущих колес и при юзе тормозящих колес коэффициент сцепления может быть на 10...25 % меньше максимального. Особенно заметно уменьшение коэффициента сцепления на мокрых и обледенелых дорогах. Движение автомобиля с буксующими колесами неустойчиво. Поэтому в теории автомобиля принято считать, что при нормальных эксплуатационных режимах работы сила тяги на ведущих колесах не должна превышать силы сцепления шин с дорогой.

На дороге с твердым покрытием большое влияние на коэффициент сцепления оказывают качество дорожного покрытия, рисунок протектора, степень изношенности шины, давление воздуха в шинах, наличие на поверхности грязи, воды или ледяной корки. При наличии на поверхности дороги водяной пленки может наступить явление аквапланирования, при котором колеса скользят по поверхности воды и автомобилем невозможно управлять. При истирании выступов протектора ухудшается сцепление шины с дорогой, поэтому эксплуатация шин с полностью изношенным рисунком протектора запрещена.

Данные по коэффициентам сцепления в различных дорожных условиях приведены в таблице 2.1. С увеличением скорости движения коэффициент сцепления значительно снижается, что следует учитывать при движении с высокой скоростью.

**КПД трансмиссии.** Мощность от двигателя к ведущим колесам передается агрегатами трансмиссии. При этом часть мощности при ее передаче теряется в механизмах трансмиссии.

Тяговая мощность  $N_o$ , подводимая к ведущим колесам, при равномерном движении автомобиля меньше эффективной мощности двигателя  $N_e$  на величину мощности  $N_{тр}$ , теряемой в трансмиссии:

$$N_o = N_e - N_{тр}.$$

Для характеристики потерь в трансмиссии используют понятие коэффициента полезного действия (КПД) трансмиссии  $\eta_{тр}$ , определяющего, какая часть мощности двигателя подводится к ведущим колесам:

$$\eta_{тр} = \frac{N_o}{N_e} = \frac{N_e - N_{тр}}{N_e} = 1 - \frac{N_{тр}}{N_e}.$$

Потери мощности в механической трансмиссии можно условно разделить на две группы. Мощность потерь, относящаяся к первой группе, затрачивается на преодоление трения в зацеплениях зубчатых колес коробки передач и главной передачи ведущего моста, в карданных шарнирах. Эта часть потерь зависит от величины передаваемой нагрузки (крутящего момента). Вторая часть мощности теряется на трение в подшипниках и уплотнениях, потери на вращение зубчатых колес в масле и на его разбрызгивание (гидравлические потери). Эти потери в основном зависят

от частоты вращения валов трансмиссии, вязкости и количества масла в корпусах механизмов трансмиссии.

Первая группа потерь характерна тем, что при увеличении передаваемого через трансмиссию крутящего момента потери на трение возрастают медленнее, чем передаваемый момент, вследствие чего увеличивается КПД механизмов (рис. 2.6, а).

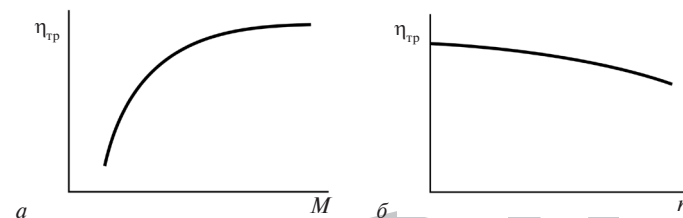


Рис. 2.6. Зависимость КПД трансмиссии от крутящего момента (а) и частоты вращения (б) первичного вала коробки передач

При увеличении частоты вращения валов потери мощности на перемещение и разбрызгивание масла возрастают более интенсивно, чем передаваемая мощность, из-за чего КПД механизма уменьшается (рис. 2.6, б). При повышении температуры и снижении вязкости масла КПД механизмов трансмиссии возрастает.

Поскольку гидравлические потери практически не зависят от передаваемого крутящего момента, они могут быть определены экспериментально путем измерения момента  $M_x$ , необходимого для прокручивания незагруженной трансмиссии (при вывешенных ведущих колесах) с заданной частотой вращения. Если известен крутящий момент  $M_x$ , то КПД трансмиссии можно вычислить по формуле

$$\eta_{тр} = \eta_{ц}^{n_{ц}} \eta_{к}^{n_{к}} \eta_{ш}^{n_{ш}} \left( 1 - \frac{M_x}{M_k} \right),$$

где  $\eta_{ц}$  и  $\eta_{к}$  – КПД цилиндрической и конической зубчатой пары шестерен в зацеплении;  $\eta_{ш}$  – КПД карданного шарнира;  $n_{ц}$  и  $n_{к}$  – число пар цилиндрических и конических шестерен;  $n_{ш}$  – число карданных шарниров;  $M_k$  – крутящий момент двигателя, необходимый для обеспечения движения автомобиля в заданных условиях.

В проектных расчетах обычно принимают следующие значения КПД:  $\eta_{ц} = 0,98$ ;  $\eta_{к} = 0,97$ ;  $\eta_{ш} = 0,995$ . При работе двигателя

по внешней характеристике можно считать, что КПД механической трансмиссии  $\eta_{тр} = 0,8...0,92$ . Максимальные значения  $\eta_{тр}$  (0,90...0,92) относятся к легковым автомобилям, минимальные (0,80...0,85) – к полноприводным (грузовым).

Крутящий момент  $M_o$ , создаваемый на ведущих колесах при передаче момента  $M_k$  от двигателя через трансмиссию с учетом потерь в ней, рассчитывается по формуле

$$M_o = M_k i_{тр} \eta_{тр}. \quad (2.7)$$

КПД трансмиссии не остается постоянным в течение срока службы автомобиля. После выпуска нового автомобиля КПД имеет низкое значение. В период обкатки детали трансмиссии и ходовой части прирабатываются друг к другу, и КПД после обкатки увеличивается. Затем  $\eta_{тр}$  в течение длительного времени остается постоянным, после чего к концу срока эксплуатации вследствие износа деталей уменьшается.

**Тяговая характеристика автомобиля.** Тяговой характеристикой автомобиля называется график зависимости силы тяги от скорости движения автомобиля на различных передачах.

Сила тяги  $P_k$  вычисляется по формуле (2.1). С учетом формулы (2.7) сила тяги определится по зависимости

$$P_k = \frac{M_k i_{тр} \eta_{тр}}{r}. \quad (2.8)$$

Скорость движения автомобиля вычисляется по формуле (2.2).

Задавая несколькими значениями частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n_d$  и используя скоростную характеристику двигателя (см. рис. 2.1) для определения величины крутящего момента  $M_k$ , можно с помощью формул (2.2) и (2.8) найти зависимость силы тяги от скорости автомобиля во всем диапазоне изменения частоты вращения  $n_d$  и построить тяговую характеристику автомобиля. На рисунке 2.7 представлена тяговая характеристика автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач (цифрами 1...4 обозначены номера передач).

В связи с изменением передаточного числа трансмиссии при переключении передач автомобиль на первой передаче развивает максимальную силу тяги при движении с малой скоростью, а на высшей передаче скорость движения автомобиля наибольшая при наименьшей силе тяги.

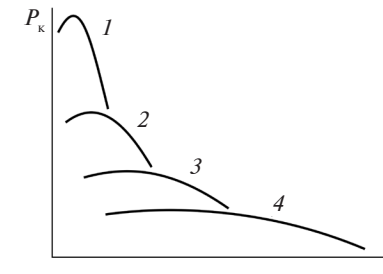


Рис. 2.7. Тяговая характеристика автомобиля

**Силы сопротивления, действующие на автомобиль в движении.** На автомобиль в движении действуют внешние и внутренние силы и моменты. При составлении схемы действия сил и моментов на автомобиль примем следующие допущения:

- автомобиль движется прямолинейно со скоростью  $v$  и ускорением  $j$  по ровной дороге с постоянным углом подъема  $\alpha$  к горизонту;
- автомобиль симметричен относительно продольной вертикальной плоскости и изображается в виде плоской фигуры;
- передние колеса являются ведомыми, задние – ведущими;
- левые и правые колеса одноименных мостов находятся в одинаковых условиях и рассматриваются как одно целое;
- деформация шин относительно дороги учитывается, но на схеме не отображается.

В результате центр тяжести автомобиля (ЦТ) и все точки приложения внешних сил движутся параллельно поверхности дороги. С учетом приведенных допущений на автомобиль будут действовать следующие силы и моменты (рис. 2.8):

- сила тяжести автомобиля  $G$ , приложенная в центре тяжести ЦТ, находящемся на расстоянии  $h$  от поверхности дороги;
- сила сопротивления воздуха  $P_b$ , приложенная к центру парусности (ЦП) на расстоянии  $h_b$  от поверхности;
- сила сопротивления прицепа  $P_{пп}$  на расстоянии  $h_{пп}$  от поверхности;
- горизонтальные (параллельные поверхности) реакции дороги на колеса  $R_{x1}$  и  $R_{x2}$ ;
- вертикальные (или нормальные, т. е. перпендикулярные поверхности) реакции на колеса  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$ ;

- ведущий момент  $M_0$  на задних ведущих колесах;
- моменты сопротивления качению колес  $M_{f1}$  и  $M_{f2}$ ;
- сила инерции поступательно движущихся масс  $P_{jn}$ , приложенная к центру тяжести, и моменты инерции колес  $M_{j1}$  и  $M_{j2}$ .

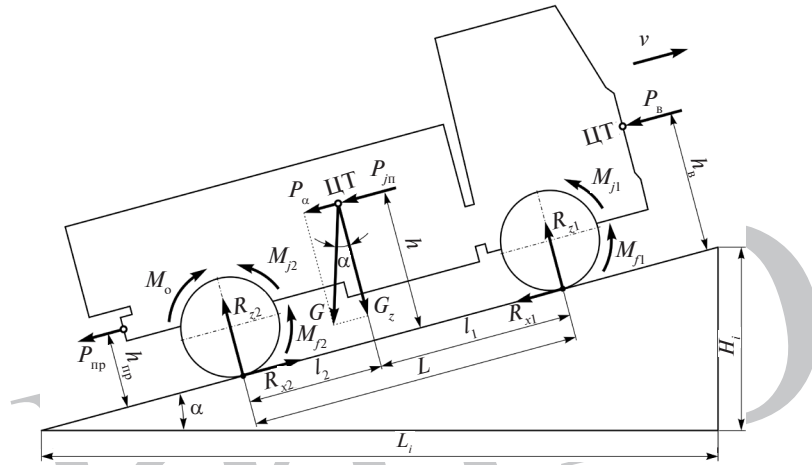


Рис. 2.8. Силы и моменты, действующие на автомобиль в движении

Энергию, необходимую для движения автомобиля, обеспечивает его двигатель, крутящий момент которого передается через механизмы трансмиссии ведущим колесам и реализуется ими посредством суммарного момента ведущих колес  $M_0$  при их взаимодействии с опорной поверхностью дороги.

Рассмотрим силы сопротивления движению автомобиля.

**Сила сопротивления качению.** Эта сила зависит от деформации шины и дороги, а также трения шины о поверхность. В результате на колесо действует момент сопротивления качению  $M_f$ , пропорциональный нормальной реакции  $R_z$  (см. уравнение (2.3)).

Сила сопротивления качению автомобиля  $P_f$  складывается из приведенных сил от моментов сопротивления качению передних и задних колес. Учитывая зависимости (2.3), (2.4) и (2.5) и принимая коэффициент сопротивления качению  $f$  одинаковым для всех колес автомобиля, получим:

$$P_f = \frac{M_{f1}}{r} + \frac{M_{f2}}{r} = \frac{aR_{z1}}{r} + \frac{aR_{z2}}{r} = \frac{a(R_{z1} + R_{z2})}{r} = f(R_{z1} + R_{z2}).$$

Таким образом, сила сопротивления качению пропорциональна коэффициенту сопротивления качению  $f$  и сумме нормальных реакций  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$ , действующих на передние и задние колеса автомобиля.

Нормальные реакции на колеса возникают за счет составляющей силы тяжести автомобиля  $G_z$ , действующей перпендикулярно поверхности и определяемой по формуле

$$G_z = G \cos \alpha.$$

В результате общую силу сопротивления качению можно найти по зависимости

$$P_f = fG \cos \alpha. \quad (2.9)$$

**Сила сопротивления подъему  $P_\alpha$**  – составляющая силы тяжести, действующая параллельно поверхности дороги и приложенная к центру тяжести. Величина этой силы вычисляется по формуле

$$P_\alpha = G \sin \alpha. \quad (2.10)$$

Сила сопротивления подъему зависит от угла подъема  $\alpha$ . Чем больше угол подъема, тем больше сопротивление. Угол  $\alpha$  считают положительным при движении автомобиля на подъеме и отрицательным – на спуске. Поскольку при движении на спуске угол  $\alpha$  становится отрицательным, то  $\sin \alpha$  также становится меньше нуля. В результате на спуске сила сопротивления подъему  $P_\alpha$  становится движущей силой.

**Сила сопротивления дороги.** Поскольку силы сопротивления качению  $P_f$  и подъему  $P_\alpha$  зависят от угла подъема  $\alpha$ , то целесообразно рассматривать одновременное действие этих сил. Сумма этих сопротивлений называется силой сопротивления дороги  $P_\psi$ , характеризующей движение автомобиля по поверхности:

$$P_\psi = P_f + P_\alpha.$$

Подставляя значения сил  $P_f$  и  $P_\alpha$  из формул (2.9) и (2.10), получим:

$$P_\psi = fG \cos \alpha + G \sin \alpha = (f \cos \alpha + \sin \alpha)G.$$

Выражение в скобках называется коэффициентом сопротивления дороги  $\psi$ .

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha.$$

Соответственно сила дорожного сопротивления определится как

$$P_\psi = \psi G. \quad (2.11)$$

На автомобильных дорогах с твердым покрытием углы обычно не превышают 4...5°. При малых углах подъема ( $\alpha < 6^\circ$ ) можно считать, что  $\cos \alpha \approx 1$ , а  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$ . В свою очередь, тангенс угла подъема является уклоном дороги  $i$ , определяемым как отношение высоты подъема  $H_i$  к длине подъема  $L_i$  (см. рис. 2.8):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H_i}{L_i} = i.$$

Тогда коэффициент сопротивления дороги определится по формуле

$$\psi \approx f + \operatorname{tg} \alpha = f \pm i. \quad (2.12)$$

Поскольку при определении уклона дороги не учитывается знак угла  $\alpha$ , в расчетах коэффициента сопротивления дороги при движении на подъеме уклон  $i$  берут со знаком «+», на спуске – со знаком «-».

**Сила сопротивления воздуха.** Автомобиль во время движения взаимодействует с окружающим его воздухом, и в каждой точке поверхности автомобиля в результате соприкосновения ее с воздухом возникают элементарные силы, перпендикулярные поверхности и касательные к ней. Касательные силы являются силами трения. Нормальные силы создают давление на поверхность автомобиля. В результате взаимодействия этих сил на автомобиль действует сопротивление воздуха, или аэродинамическое сопротивление. Для упрощения расчетов элементарные силы сопротивления воздуха заменяют сосредоточенной силой сопротивления воздуха  $P_v$ . Точка приложения силы  $P_v$  называется *центром парусности* (ЦП). ЦП является центром площади лобового сопротивления.

Площадь лобового сопротивления  $F$  называют площадь проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его продольной оси. Определить точное значение лобовой площади довольно сложно, так как для этого нужно обмерить автомобиль, вычертить его наружный контур и определить его площадь (заштрихована на рисунке 2.9). Поэтому при определении  $F$  (м<sup>2</sup>) пользуются приближенной формулой

$$F \approx BH,$$

где  $B$  – ширина колеи, м;  $H$  – габаритная высота автомобиля, м.

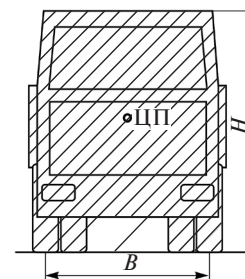


Рис. 2.9. Площадь лобового сопротивления

Обтекание автомобиля воздушными потоками при его движении носит сложный характер. Основной составляющей силы сопротивления воздуха является лобовое сопротивление. Оно появляется потому, что при движении впереди автомобиля возникает избыточное давление воздуха, а сзади – пониженное. Чем больше разница этих давлений, тем больше сила лобового сопротивления. Сопротивление, обусловленное формой транспортного средства, составляет 60...70 %. Среди других составляющих аэродинамического сопротивления отметим сопротивление воздушного потока от прохождения его через радиатор и подкапотное пространство; сопротивление, создаваемое выступающими поверхностями кузова; сопротивление трения воздуха о поверхность кузова.

На рисунке 2.10 показано влияние объемной формы тела на его аэродинамическое сопротивление. Из рисунка видно, что при придании передней части округлой формы сопротивление воздуха из-за лучшей обтекаемости уменьшается на 60 %, задней – всего на 15 %. Наименьшим аэродинамическим сопротивлением обладает фигура с обтекаемыми передней и задней частями, у которой сопротивление составляет 28 % от первоначального.

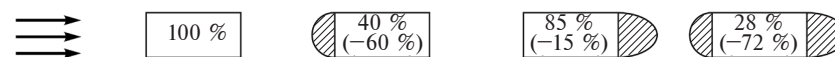


Рис. 2.10. Влияние формы тела на сопротивление воздуха

Уменьшить сопротивление воздуха грузового автомобиля можно за счет установки специальных приспособлений, улучшающих обтекание автомобиля воздухом. На рисунке 2.11 схематично показано движение воздуха вдоль автомобиля при ис-

пользовании различной формы обтекателей, а также изменение сопротивления воздуха после установки обтекателей.

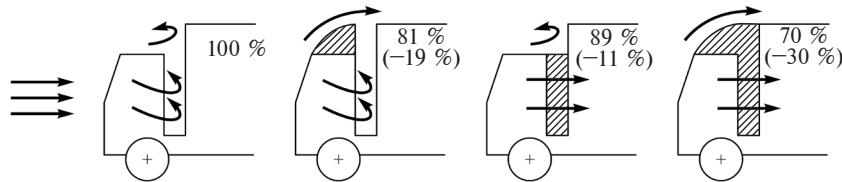


Рис. 2.11. Влияние формы обтекателей на сопротивление воздуха

Опытным путем установлено, что сила сопротивления воздуха пропорциональна площади лобового сопротивления и квадрату скорости движения автомобиля:

$$P_b = \frac{c_x \rho_v F v^2}{2}, \quad (2.13)$$

где  $c_x$  — коэффициент обтекаемости;  $\rho_v$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

В расчетах автомобилей обычно используется не коэффициент обтекаемости  $c_x$ , а коэффициент сопротивления воздуха  $k_b$ :

$$k_b = \frac{c_x \rho_v}{2}.$$

В результате выражение (2.13) примет вид:

$$P_b = k_b F v^2.$$

Коэффициент сопротивления воздуха представляет собой силу сопротивления воздуха, приходящуюся на 1 м<sup>2</sup> площади лобового сопротивления автомобиля, движущегося относительно воздуха со скоростью 1 м/с. Размерность этого коэффициента Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>. В таблице 2.2 приведены значения коэффициента  $k_b$  для различных автомобилей.

Таблица 2.2

#### Коэффициент сопротивления воздуха

Тип автомобиля	$k_b$ , Н·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>
Легковые автомобили	0,20...0,35
Грузовые автомобили	0,50...0,70
Автопоезда	0,60...0,95
Автобусы	0,25...0,40
Гоночные автомобили	0,13...0,15

При взаимодействии автомобиля и воздуха также возникает вертикальная сила, которая обычно направлена вверх и называется подъемной. При скоростях до 100...120 км/ч вертикальная сила невелика, и ее можно не учитывать в расчетах.

**Сила сопротивления разгону.** При разгоне автомобиля возникают силы инерции поступательно движущихся масс и инерционные моменты масс, совершающих вращательные движения. Силы инерции поступательно движущихся масс сводят в единую силу  $P_{jn}$ , приложенную к центру тяжести автомобиля, а моменты инерции приводят к колесам ( $M_{j1}$  и  $M_{j2}$  на рисунке 2.8). Сила сопротивления разгону соответствует суммарной силе инерции от поступательно движущихся и вращающихся масс:

$$P_j = P_{jn} + \frac{M_{j1} + M_{j2}}{r}. \quad (2.14)$$

Силы инерции поступательно движущихся масс автомобиля

$$P_{jn} = mj, \quad (2.15)$$

где  $m$  — масса автомобиля, кг;  $j$  — ускорение автомобиля, м/с<sup>2</sup>.

При разгоне автомобиля часть мощности двигателя расходуется также на разгон деталей двигателя и трансмиссии, однако инерционностью деталей трансмиссии пренебрегают в связи с ее малостью по сравнению с инерционностью двигателя и колес. Поэтому суммарный инерционный момент  $M_{j1} + M_{j2}$  учитывает только инерционность двигателя и колес автомобиля:

$$M_{j1} + M_{j2} = \frac{I_d i_{тр}^2 \eta_{тр} + I_o}{r}, \quad (2.16)$$

где  $I_d$  — момент инерции двигателя;  $I_o$  — суммарный момент инерции всех колес.

При подстановке значений величин из формул (2.15) и (2.16) в формулу (2.14) получим:

$$P_j = mj \left( 1 + \frac{I_d i_{тр}^2 \eta_{тр} + I_o}{m r^2} \right).$$

Выражение в скобках показывает, во сколько раз сила, необходимая для разгона с заданным ускорением  $j$  поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля, больше силы, необходимой для разгона только поступательно движущихся масс.

Таким образом, это выражение характеризует влияние вращающихся масс на движение автомобиля, поэтому его называют коэффициентом учета вращающихся масс и определяют по зависимости

$$\delta_{вр} = 1 + \frac{I_d i_{тр}^2 \eta_{тр} + I_o}{mr^2}.$$

С учетом коэффициента  $\delta_{вр}$  сила инерции вычисляется по формуле

$$P_j = mj\delta_{вр}. \quad (2.17)$$

**Соппротивление прицепа.** Соппротивление движению прицепа обусловлено теми же факторами, что и сопротивление движению автомобиля, поэтому определяется аналогично. Различается лишь определение сопротивления воздуха, поскольку в промежутке между автомобилем и прицепом возникают значительные завихрения воздуха, приводящие к увеличению коэффициента сопротивления воздуха. Поэтому для автопоездов значение коэффициента сопротивления воздуха на 15...30 % больше, чем для одиночных автомобилей.

**Уравнение движения автомобиля.** Уравнение движения автомобиля связывает все силы, действующие на автомобиль, и позволяет определить характер движения автомобиля в любой момент времени. При изучении динамичности автомобиля считают, что его возможности ограничены лишь мощностью двигателя и сцеплением ведущих колес с дорогой. Остальные ограничения, накладываемые, например, требованиями безопасности движения или комфортабельности, не учитывают. В связи с этим рассмотрим лишь прямолинейное движение автомобиля. Уравнение движения автомобиля можно записать в виде

$$mj\delta_{вр} = \frac{M_k i_{тр} \eta_{тр}}{r} - mg(f \cos \alpha + \sin \alpha) - k_b Fv^2 - P_{пр}. \quad (2.18)$$

Это уравнение позволяет проанализировать влияние параметров автомобиля на характеристики движения и дать оценку показателей его тягово-скоростных свойств в конкретных дорожных условиях.

Пользуясь уравнением (2.18) с учетом ранее приведенных зависимостей, можно определить силу тяги, необходимую для движения в заданных условиях:

$$P_k = P_{\psi} + P_j + P_b + P_{пр}. \quad (2.19)$$

Движение автомобиля возможно лишь в том случае, если сила тяги  $P_k$  будет не менее суммы сил в правой части уравнения, причем сила тяги не должна превысить силу сцепления колес с дорогой.

**Сила сцепления колес с дорогой.** При определении силы тяги по зависимости (2.19) было принято, что для преодоления сопротивления движению необходимо создать силу, величина которой зависит лишь от крутящего момента двигателя и передаточного числа трансмиссии (см. формулу (2.8)). Однако это не означает, что, увеличивая, например, передаточное число трансмиссии, можно реализовать сколь угодно большую силу тяги, так как предельное ее значение ограничено не только тяговыми возможностями автомобиля, но и сцеплением шин с поверхностью дороги.

Взаимодействие колес с дорогой подробно описано при рассмотрении сил и моментов, действующих на колесо, а также сцепления колеса с дорогой. Пользуясь зависимостями, приведенными в этих разделах, можно определить силу сцепления колес заднеприводного автомобиля с дорогой:

$$P_{сц} = \varphi R_{z2}. \quad (2.20)$$

Сила сцепления зависит от коэффициента сцепления  $\varphi$  и нормальных реакций, действующих на ведущие колеса автомобиля. Для заднеприводного автомобиля в формулу (2.20) вместо  $R_{z2}$  подставляют  $R_{z1}$ . Для полноприводного автомобиля сила сцепления определится по зависимости

$$P_{сц} = \varphi(R_{z1} + R_{z2}).$$

Условие движения автомобиля без буксования колес можно представить в виде

$$P_k \leq P_{сц}. \quad (2.21)$$

Если сила тяги  $P_k$  меньше силы сцепления  $P_{сц}$ , ведущее колесо катится без буксования. Если сила тяги больше силы сцепления, ведущее колесо пробуксовывает и для движения используется лишь часть силы тяги, равная  $P_{сц}$ . Остальная часть силы  $P_k$  вызывает ускоренное вращение колес, которое продолжается до тех пор, пока мощность, затрачиваемая на буксование, не уравновесит избыток мощности, подведенной к колесам. Наиболее часто буксование наблюдается при резком трогании автомобиля с места и при движении на скользких дорогах.

Учитывая зависимости (2.19) и (2.21), можно выразить условие безостановочного движения автомобиля следующим образом:

$$P_{\psi} + P_j + P_B + P_{\text{пр}} \leq P_k \leq P_{\text{сц}}.$$

Если сумма сил сопротивления движению больше силы тяги, то останавливается двигатель (ограничение движения по тяге). Если сила тяги больше силы сцепления, то пробуксовывают ведущие колеса (ограничение движения по сцеплению).

**Нормальные реакции дороги.** Нормальные реакции дороги  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  направлены перпендикулярно направлению движения автомобиля, но они определяют силы сопротивления качению и силы сцепления колес с дорогой. Нормальные реакции необходимы при оценке тормозных свойств автомобиля, его управляемости, устойчивости и проходимости.

Определим нормальные реакции, действующие на колеса автомобиля, стоящего на горизонтальной дороге. Вектор силы тяжести автомобиля  $G$  действует в центре тяжести, расположенном на расстоянии  $l_1$  от оси переднего моста и на расстоянии  $l_2$  от оси заднего (рис. 2.12).

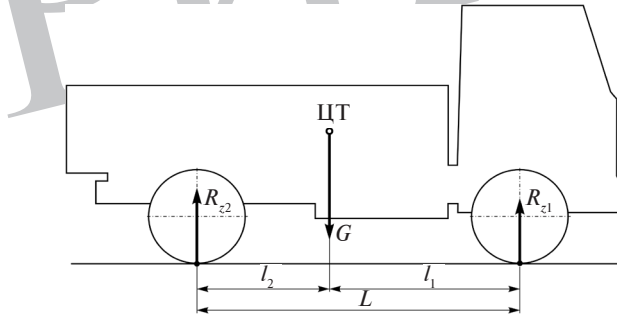


Рис. 2.12. Нормальные реакции на колесах неподвижного автомобиля

Нормальные реакции  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$ , действующие на колеса соответственно переднего и заднего мостов, равны составляющим частям веса автомобиля  $G_1$  и  $G_2$ , приходящимся на колеса этих мостов (на рисунке не показаны). В горизонтальном положении сумма весов  $G_1$  и  $G_2$  как сил, действующих на поверхность, равна силе тяжести  $G$ . Соответственно сумма нормальных реакций  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  также равна силе тяжести  $G$ :

$$R_{z1} = G_1; R_{z2} = G_2; R_{z1} + R_{z2} = G_1 + G_2 = G.$$

Из условий равновесия относительно центров контактных поверхностей передних и задних колес с дорогой получим:

$$R_{z1} = G_1 = G \frac{l_2}{L}; R_{z2} = G_2 = G \frac{l_1}{L},$$

где  $L$  – продольная база автомобиля, м.

Таким образом, величина нормальных реакций и распределение веса по передним и задним колесам автомобиля обратно пропорциональны их продольным координатам относительно центра тяжести.

При движении автомобиля нормальные реакции дороги не остаются постоянными, а изменяются под действием сил и моментов, приложенных к автомобилю, например, моментов сил инерции колес, возникающих при неравномерном движении; моментов сопротивления качению и т. д.

Для определения нормальных реакций  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  в движении составим уравнения моментов относительно центров контактных поверхностей передних и задних колес с дорогой (см. рис. 2.8), заменяя силу инерции поступательно движущихся масс  $P_{jn}$  и моменты инерции колес  $M_{j1}$  и  $M_{j2}$  силой инерции  $P_j$ , а моменты сопротивления качению колес  $M_{f1}$  и  $M_{f2}$  – суммарным моментом сопротивления качению  $M_f$ :

$$-R_{z1}L + G_z l_2 - M_f - P_B h_B - P_\alpha h - P_j h - P_{\text{пр}} h_{\text{пр}} = 0;$$

$$R_{z2}L - G_z l_1 - M_f - P_B h_B - P_\alpha h - P_j h - P_{\text{пр}} h_{\text{пр}} = 0.$$

Учитывая, что  $G_z = G \cos \alpha$ , получим

$$R_{z1} = \frac{Gl_2 \cos \alpha - M_f - P_B h_B - (P_\alpha + P_j)h - P_{\text{пр}} h_{\text{пр}}}{L}; \quad (2.22)$$

$$R_{z2} = \frac{Gl_1 \cos \alpha + M_f + P_B h_B + (P_\alpha + P_j)h + P_{\text{пр}} h_{\text{пр}}}{L}. \quad (2.23)$$

Из выражений (2.22) и (2.23) следует, что в движении нормальные реакции на колеса отличаются от реакций в неподвижном состоянии.

Изменение нормальных реакций зависит от условий движения автомобиля. Момент сопротивления качению  $M_f$  и сила сопротивления воздуха  $P_B$  в любых случаях движения уменьша-

ют  $R_{z1}$  и увеличивают  $R_{z2}$ . Сила сопротивления подъему  $P_\alpha$  при движении на подъеме уменьшает  $R_{z1}$ , а на спуске увеличивает. При разгоне автомобиля сила инерции  $P_j$  уменьшает реакцию  $R_{z1}$ , а при торможении увеличивает. Сила  $P_{пр}$  в зависимости от угла наклона дороги  $\alpha$  и режима движения, определяющего величину и направление вектора ускорения  $j$ , может как уменьшать, так и увеличивать  $R_{z1}$ . Насколько силы и моменты уменьшают реакцию  $R_{z1}$ , ровно на столько же увеличивают реакцию  $R_{z2}$ , и наоборот, при увеличении  $R_{z1}$  аналогично уменьшается  $R_{z2}$ .

Для оценки влияния условий движения на величину нормальных реакций вводится понятие коэффициента перераспределения нормальных реакций  $k_R$ , представляющего собой отношение нормальной реакции, действующей на колеса автомобиля при его движении, к реакции, действующей на колеса неподвижного автомобиля, стоящего на горизонтальной поверхности:

$$k_{R1} = \frac{R_{z1}}{G_1}; k_{R2} = \frac{R_{z2}}{G_2}.$$

В таблице 2.3 приведены значения коэффициента перераспределения нормальных реакций для различных условий движения.

Таблица 2.3

#### Коэффициент перераспределения нормальных реакций

Условия движения	$k_{R1}$	$k_{R2}$
Разгон с максимальным ускорением	0,85...0,9	1,05...1,12
Преодоление предельных подъемов автомобилем:		
легковым	0,75...0,8	1,08...1,12
грузовым	0,85...0,9	1,05...1,1
повышенной проходимости	0,4...0,6	1,18...1,22
Торможение с максимальной эффективностью	1,2...1,4	0,65...0,75
Торможение на спуске	1,4...1,6	0,45...0,55

Приведенные значения коэффициентов показывают, что во время разгона нагрузка на передний мост автомобиля уменьшается, а на задний мост возрастает по сравнению с нагрузками у неподвижного автомобиля или при движении с постоянной скоростью. При торможении происходит обратное явление, чем объясняются подъем передней части автомобиля при разгоне и наклон ее вниз («клевок») при торможении.



#### Контрольные вопросы

1. Что такое скоростная характеристика двигателя?
2. Какие различают режимы качения колеса?
3. Назовите причины возникновения сопротивления качению колеса.
4. Какие факторы оказывают влияние на сцепление колеса с дорогой?
5. От чего зависит КПД трансмиссии и какой он по величине?
6. Что такое тяговая характеристика автомобиля?
7. Объясните назначение уравнения движения автомобиля и назовите входящие в него силы.
8. Что такое коэффициент перераспределения нормальных реакций и от чего он зависит?

### 2.3. ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЯ

Аналитическое решение уравнения движения автомобиля в общем виде невозможно, так как неизвестны точные функциональные зависимости, связывающие основные действующие силы со скоростью автомобиля. Поэтому уравнение движения обычно решают приближенно, используя графоаналитические методы. Наиболее распространены методы тягового баланса, мощностного баланса и динамической характеристики.

**Тяговый баланс автомобиля.** Для использования метода тягового баланса составляют уравнение тягового баланса, в левой части которого записывают движущую силу (силу тяги), а в правой — силы сопротивления движению. Пользуясь зависимостью (2.19) и считая, что автомобиль движется без прицепа, получим уравнение тягового баланса:

$$P_k = P_b + P_{\psi} + P_j. \quad (2.24)$$

Это уравнение можно решить графически, построив график тягового баланса автомобиля, который показывает зависимость составляющих уравнения тягового баланса от скорости (рис. 2.13).

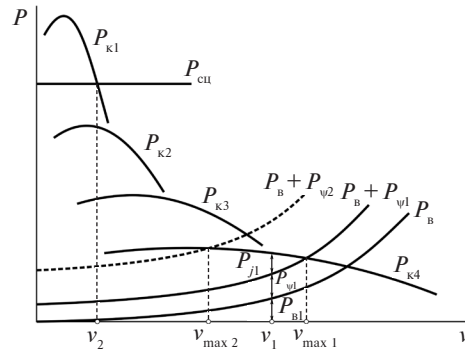


Рис. 2.13. График тягового баланса автомобиля

Поскольку в уравнение тягового баланса входит сила тяги  $P_k$ , для построения графика тягового баланса используют тяговую характеристику автомобиля (см. рис. 2.7), дополнив ее линиями сил сопротивления воздуха  $P_v$  и сопротивления дороги  $P_\psi$ .

Вначале строят тяговую характеристику автомобиля, на которой отображают силу тяги для всех передач (на рисунке 2.13 показаны силы тяги  $P_{k1} \dots P_{k4}$  для четырехступенчатой коробки передач). Затем в нижней части графика из начала координат наносят кривую силы сопротивления воздуха  $P_v$ . Вверх от соответствующих значений силы  $P_v$  откладывают силу сопротивления дороги  $P_\psi$ , рассчитанную для одного значения коэффициента сопротивления дороги  $\psi$ , получая тем самым графическую сумму сопротивлений  $P_v$  и  $P_\psi$ .

Кривая суммарного сопротивления  $P_v + P_\psi$  определяет силу тяги, необходимую для движения автомобиля с постоянной скоростью. Если кривая  $P_k$  на какой-либо передаче проходит выше кривой  $P_v + P_\psi$ , то отрезки  $P_j$ , заключенные между этими кривыми, представляют собой нереализованную часть (запас) силы тяги, которую можно использовать не только для разгона автомобиля, но и преодоления повышенного сопротивления дороги. Например, на дороге с сопротивлением  $\psi_1$  сумма сопротивлений представлена линией  $P_v + P_{\psi 1}$ . Тогда при движении на 4-й передаче со скоростью  $v_1$  сила сопротивления воздуха будет равна  $P_{v1}$ , сила дорожного сопротивления  $P_{\psi 1}$ , а запас силы тяги будет составлять величину  $P_{j1}$ .

Для определения максимального сопротивления дороги, которое может преодолеть автомобиль при равномерном движении

со скоростью  $v_1$  на 4-й передаче, следует предположить, что весь запас силы тяги  $P_{j1}$  уйдет на преодоление дополнительного сопротивления дороги. Тогда сумма отрезков  $P_{\psi 1}$  и  $P_{j1}$  будет представлять собой силу  $P_{\psi \max}$  при максимальном значении коэффициента  $\psi_{\max}$  для заданных условий движения автомобиля.

При помощи графика тягового баланса можно определить основные показатели динамичности автомобиля при равномерном движении. Так, например, максимальную скорость  $v_{\max}$  определяют по абсциссе точки пересечения линии  $P_k$  с линией  $P_v + P_\psi$ , когда запас силы тяги, а следовательно, и ускорение равны нулю. Так, на 4-й передаче при движении по дороге с сопротивлением  $\psi_1$  максимальная скорость будет равна  $v_{\max 1}$ .

Если кривая  $P_k$  проходит ниже кривой  $P_v + P_\psi$ , то автомобиль может двигаться только замедленно. Например, при увеличении сопротивления дороги до величины  $\psi_2$  сумма сил сопротивления воздуха и дороги будет находиться на линии  $P_v + P_{\psi 2}$  и движение на 4-й передаче с постоянной скоростью  $v_1$  станет невозможным. В результате автомобиль снизит скорость до величины  $v_{\max 2}$ .

Чтобы учесть возможность движения автомобиля из условия ограничения по сцеплению, нужно, определив для заданного коэффициента сцепления силу сцепления  $P_{цс}$ , провести на графике (рис. 2.13) соответствующую горизонтальную линию. В зоне, расположенной ниже этой линии, соблюдается условие  $P_k < P_{цс}$ , а в зоне выше нее длительное движение автомобиля невозможно. Для рассматриваемого примера на первой передаче движение автомобиля без буксования колес при полной нагрузке двигателя возможно лишь со скоростью, большей или равной скорости  $v_2$ . Для движения со скоростью, меньшей скорости  $v_2$ , необходимо снизить величину силы тяги, для чего надо отпустить педаль акселератора, перейдя на частичный режим работы двигателя («сбросить газ»).

В уравнении (2.24) все силы сопротивления условно имеют знак «+». Однако, как было указано ранее, сила сопротивления подъему  $P_\alpha$ , входящая частью в силу дорожного сопротивления  $P_\psi$ , и сила инерции  $P_j$  могут быть или силами сопротивления, или движущими силами. При движении на подъеме, а также при разгоне автомобиля значения этих сил в уравнение (2.24) нужно подставлять со знаком «+», а в случае движения на спуске и с замедлением — со знаком «-».

**Мощностной баланс автомобиля.** Для анализа динамики автомобиля можно вместо соотношения сил использовать соотношение мощностей.

Умножив все члены уравнения (2.24) на скорость  $v$ , получим:

$$N_o = N_B + N_\psi + N_j, \quad (2.25)$$

где  $N_o$  – тяговая мощность;

$$N_o = P_k v = \frac{M_k i_{тр} \eta_{тр} v}{r} = N_e \eta_{тр} = N_e - N_{тр}, \quad (2.26)$$

$N_B$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха,

$$N_B = P_B v = k_B F v^3;$$

$N_\psi$  – мощность, затрачиваемая на преодоление дорожного сопротивления, равная сумме мощностей, затрачиваемых на преодоление сопротивления качению  $N_f$  и подъему  $N_\alpha$ ,

$$N_\psi = P_\psi v = \psi G v = (f \cos \alpha + \sin \alpha) G v = (P_f + P_\alpha) v = N_f + N_\alpha;$$

$N_j$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону,

$$N_j = P_j v = m j \delta_{вр} v.$$

Подставляя значение  $N_o$  из формулы (2.26) в (2.25), получим уравнение мощностного баланса автомобиля, показывающего, куда при движении расходуется мощность автомобильного двигателя:

$$N_e = N_{тр} + N_B + N_\psi + N_j. \quad (2.27)$$

На основании уравнения (2.27) строят график мощностного баланса автомобиля, отображающий зависимость составляющих уравнения мощностного баланса от скорости движения.

Рассмотрим вначале график мощностного баланса автомобиля при движении на одной передаче (рис. 2.14, а). Построение начинают с линии мощности двигателя, которая в определенном масштабе повторяет форму линии мощности на скоростной характеристике (см. рис. 2.1, а). Затем вниз от линии  $N_e$  откладывают значения мощности потерь в трансмиссии  $N_{тр}$ , получая в результате линию тяговой мощности  $N_o$ . Далее строят кривую мощности  $N_B$ , от которой вверх откладывают мощность  $N_\psi$ , получая в результате суммарную мощность  $N_B + N_\psi$ , затрачиваемую на преодоление сопротивлений воздуха и дороги.

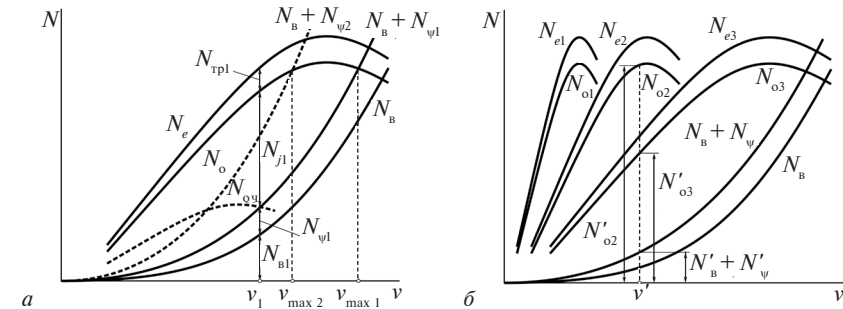


Рис. 2.14. График мощностного баланса автомобиля при движении: а – на одной передаче; б – на различных передачах

Мощность, заключенная между кривыми  $N_o$  и  $N_B + N_\psi$ , характеризует запас мощности  $N_j$ , который может быть использован для преодоления повышенного сопротивления дороги или разгона автомобиля. Так, при движении по дороге с сопротивлением  $\psi_1$  на скорости  $v_1$  с учетом затрат мощности на преодоление сопротивления воздуха  $N_{B1}$  и дороги  $N_{\psi1}$ , а также потерь мощности в трансмиссии  $N_{тр1}$ , запас мощности будет равен  $N_{j1}$ .

При равномерном движении автомобиля мощность  $N_o$  расходуется только на преодоление сопротивлений дороги и воздуха. Если двигатель работает на режиме внешней скоростной характеристики, то наибольшую скорость  $v_{max1}$  автомобиль развивает, когда мощность  $N_o$  равна сумме мощностей  $N_B + N_{\psi1}$ , что определяется точкой пересечения линий  $N_o$  и  $N_B + N_{\psi1}$ . Для равномерного движения автомобиля по той же дороге со скоростью, меньшей  $v_{max1}$ , водитель должен перейти на частичный режим работы двигателя («сбросить газ»). Например, для движения со скоростью  $v_1$  надо так подобрать скоростной режим, чтобы линия мощности  $N_o$  пересеклась с линией  $N_B + N_{\psi1}$  именно при скорости  $v_1$ . Получившаяся кривая тяговой мощности на частичном режиме работы двигателя  $N_{oч}$  показана на рисунке штриховой линией.

При возрастании коэффициента сопротивления дороги до величины  $\psi_2$  суммарная мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивлений воздуха и дороги, пройдет по штриховой ли-

нии  $N_B + N_\psi$ . В результате максимальная скорость равномерного движения будет равна  $v_{\max 2}$ .

График мощностного баланса для всех передач строят аналогично предыдущему. На рисунке 2.14, б показан график мощностного баланса для трехступенчатой коробки передач. При изменении передаточного числа трансмиссии  $i_{тр}$  изменяется лишь скорость автомобиля, мощность  $N_e$ , а также мощность  $N_o$ , если не учитывать изменения  $\eta_{тр}$  на различных передачах, остаются без изменений.

Из графика видно, что с одной и той же скоростью можно двигаться на разных передачах. Очевидно, что при этом двигатель будет загружен по-разному. Для оценки загрузки вводится понятие *коэффициент использования мощности двигателя* — отношение мощности, необходимой для движения автомобиля при заданной скорости, к тяговой мощности, которую может развить двигатель при соответствующей этой скорости частоте вращения коленчатого вала:

$$k_N = \frac{N_B + N_\psi}{N_o} = \frac{N_B + N_\psi}{N_e \eta_{тр}}.$$

Чем меньше коэффициент сопротивления дороги  $\psi$  и скорость автомобиля  $v$  и чем больше передаточное число трансмиссии  $i_{тр}$ , тем хуже используется мощность двигателя и тем меньше коэффициент использования мощности. Например, при скорости  $v'$  суммарная мощность сопротивлений дороги и воздуха равна  $N'_B + N'_\psi$  независимо от включенной передачи, а тяговая мощность на ведущих колесах равна  $N'_{o2}$  на второй передаче и  $N'_{o3}$  — на третьей. Поскольку  $N'_{o3} < N'_{o2}$ , степень использования мощности на третьей передаче больше, чем на второй:  $k_{N3} > k_{N2}$ .

**Динамический фактор автомобиля.** Практическое использование методов силового и мощностного балансов затруднительно, так как для разных значений коэффициента сопротивления дороги  $\psi$  приходится наносить несколько кривых  $P_\psi$  на графиках тягового баланса или  $N_\psi$  — на графиках мощностного баланса. Кроме того, по тяговому и мощностному балансам нельзя сравнивать динамичность автомобилей, имеющих различные массы, так как при движении их в одинаковых условиях сила и

мощность, необходимые для преодоления сопротивления дороги, различны. От этих недостатков свободен метод решения уравнений движения при помощи динамического фактора и динамической характеристики автомобиля.

*Динамическим фактором  $D$*  автомобиля называют отношение разности силы тяги и силы сопротивления воздуха к силе тяжести автомобиля:

$$D = \frac{P_k - P_B}{G} = \frac{M_k i_{тр} \eta_{тр} / r - k_B F v^2}{G}. \quad (2.28)$$

Величина  $D$  зависит только от конструктивных параметров автомобиля, поэтому ее можно определить для каждой конкретной модели.

Чтобы связать динамический фактор с условиями движения автомобиля, перенесем в уравнении (2.24) силу  $P_B$  в левую часть:

$$P_k - P_B = P_\psi + P_j. \quad (2.29)$$

Подставив в числитель формулы (2.28) правую часть уравнения (2.29) и значения сил  $P_\psi$  и  $P_j$  из выражений (2.11) и (2.17), получим:

$$D = \frac{P_\psi + P_j}{G} = \frac{\psi G + m j \delta_{вр}}{G} = \frac{\psi m g + m j \delta_{вр}}{m g} = \psi + j \frac{\delta_{вр}}{g}. \quad (2.30)$$

Таким образом, выражение (2.30) представляет собой уравнение движения автомобиля в безразмерной форме. Решение уравнения движения с использованием динамического фактора существенно упрощается.

При равномерном движении  $j = 0$ , следовательно, динамический фактор при движении с постоянной скоростью численно равен коэффициенту сопротивления дороги  $\psi$ . Например, динамический фактор  $D_v$  при максимальной скорости  $v_{\max}$  определяет сопротивление дороги с коэффициентом  $\psi_v$ , которое автомобиль может при этой скорости преодолеть.

Максимальный динамический фактор  $D_{\max}$  соответствует наибольшему дорожному сопротивлению  $\psi_{\max}$ , преодолеваемому автомобилем при равномерном движении на первой передаче со скоростью  $v_\psi$ . Величины  $v_{\max}$ ,  $D_{\max}$  и  $D_v$  являются основными показателями динамичности автомобиля при равномерном движении.

Согласно выражению (2.30) для длительного безостановочного движения автомобиля необходимо соблюдение условия

$$D \geq \psi. \quad (2.31)$$

Чтобы учесть ограничение возможности движения вследствие буксования ведущих колес, определим предельное значение динамического фактора по условиям сцепления  $D_{\text{сц}}$ , заменив в формуле (2.28) силу тяги  $P_k$  силой сцепления  $P_{\text{сц}}$ :

$$D_{\text{сц}} = \frac{P_{\text{сц}} - P_{\text{в}}}{G} = \frac{\varphi R_{z2\text{в}} - P}{G} = \frac{\varphi k_{R2} G_{2\text{в}} - P}{G}.$$

Поскольку буксование колес происходит на небольшой скорости, силой сопротивления воздуха  $P_{\text{в}}$  пренебрегают и принимают коэффициент перераспределения нормальных реакций  $k_{R2} = 1$ . Тогда

$$D_{\text{сц}} = \varphi \frac{G_2}{G}. \quad (2.32)$$

Длительное движение автомобиля без буксования ведущих колес возможно при соблюдении условия

$$D \leq D_{\text{сц}}.$$

Объединение зависимостей (2.31) и (2.32) позволит записать условие возможности движения автомобиля исходя из обеспечения движения по тяге и по сцеплению:

$$\psi \leq D \leq D_{\text{сц}}. \quad (2.33)$$

Графическое изображение зависимости динамического фактора  $D$  от скорости движения  $v$  называется *динамической характеристикой автомобиля* (рис 2.15).

Для решения уравнения движения на динамической характеристике отображают линии динамического фактора для всех передач и сопоставляют его с коэффициентом сопротивления дороги  $\psi$ , который откладывают по шкале динамического фактора. Так, например, для определения скорости движения автомобиля на участке дороги с коэффициентом дорожного сопротивления  $\psi_2$  нужно по шкале динамического фактора отложить величину  $\psi_2$  и провести прямую, параллельную оси абсцисс (рис. 2.15, а). Точка пересечения этой прямой с линией динамического фактора  $D_3$  определит движение на 3-й передаче со скоростью  $v_1$ .

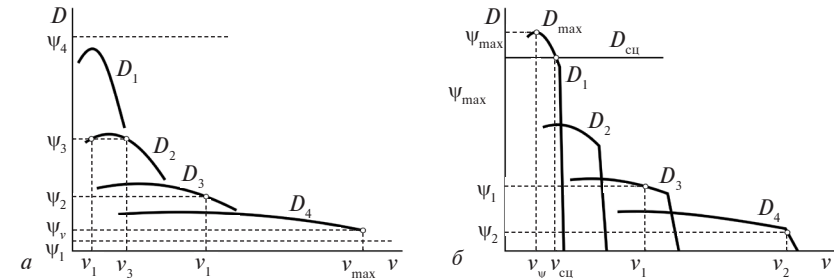


Рис. 2.15. Динамическая характеристика автомобиля:

а – с бензиновым двигателем;

б – с дизельным двигателем с регулятором частоты вращения

Если линия  $\psi_3$  пересекает линию  $D_2$  в двух точках, то возможно движение автомобиля на 2-й передаче как со скоростью  $v_2$ , так и  $v_3$ .

Максимальную скорость на высшей передаче  $v_{\text{max}}$  автомобиль может развить на дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_{\text{в}}$ .

Когда линия сопротивления дороги  $\psi_1$  расположена ниже любой из линий динамического фактора, движение автомобиля возможно только с ускорением. При необходимости движения с постоянной скоростью в таких дорожных условиях следует перейти на частичный режим работы двигателя.

Поскольку линия  $\psi_4$  проходит выше линии динамического фактора, движение с постоянной скоростью невозможно, и автомобиль в данных условиях будет замедляться.

С помощью динамической характеристики можно решить и обратную задачу, т. е. определить коэффициент сопротивления дороги при движении автомобиля с заданной скоростью. Для этого по динамической характеристике по шкале скорости откладывают заданную скорость движения, затем по шкале динамического фактора определяют искомое значение дорожного сопротивления  $\psi$ . Так, при скорости движения на 3-й передаче  $v_1$  (рис. 2.15, б) коэффициент сопротивления дороги равен  $\psi_1$ , при скорости на 4-й передаче  $v_2$  он равен  $\psi_2$ .

Максимально возможные сопротивления дороги  $\psi_{\text{max}}$  будут соответствовать максимальному значению динамического фактора  $D_{\text{max}}$  на первой передаче (линия  $D_1$ ) при движении со скоростью  $v_{\psi}$ .

Движение автомобиля может быть ограничено из-за буксования ведущих колес. Для определения возможности движения без буксования на графике проводится горизонтальная линия предельного значения динамического фактора по условиям сцепления  $D_{\text{сц}}$ . Пересечение этой линии с линией динамического фактора  $D_1$  определит предельную скорость движения без буксования  $v_{\text{сц}}$ .

**Динамический паспорт автомобиля. Динамическая характеристика и номограмма нагрузок.** При эксплуатации автомобиля его сила тяжести изменяется в зависимости от величины перевозимого груза или количества пассажиров:

$$G = G_a + G_r,$$

где  $G_a$  — сила тяжести порожнего автомобиля;  $G_r$  — сила тяжести груза.

Максимальная величина перевозимого груза соответствует грузоподъемности автомобиля.

Поскольку динамическая характеристика строится для полностью груженого автомобиля, то необходимо установить влияние изменения нагрузки автомобиля на его динамические свойства. При изменении силы тяжести автомобиля от  $G_a$  (порожнего) до  $G$  (с полной нагрузкой) динамический фактор изменяется от  $D_a$  до  $D$ , и для порожнего автомобиля его определяют по формуле

$$D_a = D \frac{G}{G_a}. \quad (2.34)$$

Если автомобиль загружен не полностью, динамический фактор принимает значение  $D_o$ :

$$D \leq D_o \leq D_a.$$

Чтобы не пересчитывать при каждом изменении нагрузки величину  $D_o$ , динамическую характеристику, построенную для полностью груженого автомобиля, дополняют *номограммой нагрузок*. Для построения номограммы нагрузок ось абсцисс динамической характеристики продолжают влево (рис. 2.16) и на ней откладывают отрезок произвольной длины. На этом отрезке наносят шкалу нагрузки  $H$  в процентах (от 0 до 100 %). Через нулевую точку шкалы нагрузок проводят прямую, параллельную оси  $D$ , на которой наносят шкалу динамического фактора  $D_a$ .

Масштаб для шкалы  $D_a$  определяют по формуле

$$\mu_a = \mu \frac{G_a}{G},$$

где  $\mu$  — масштаб шкалы динамического фактора для автомобиля с полной нагрузкой.

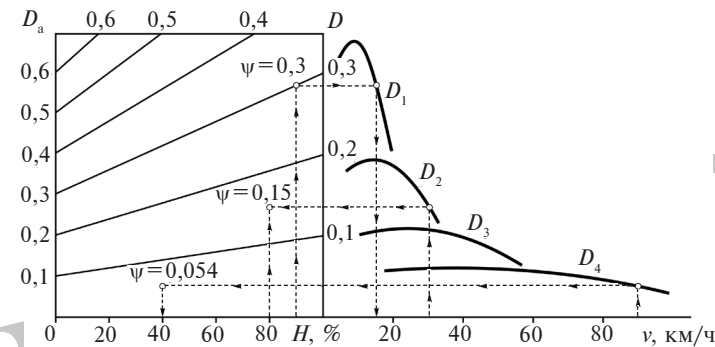


Рис. 2.16. Динамическая характеристика автомобиля с номограммой нагрузок

Равнозначные деления шкал  $D_a$  и  $D$  (например, 0,1; 0,2 и т. д.) соединяют прямыми линиями. Промежуточные значения динамического фактора (при необходимости) определяются интерполированием.

По динамической характеристике с номограммой нагрузок можно определить максимальную скорость движения при данном проценте нагрузки автомобиля и данном коэффициенте сопротивления дороги. Для этого из точки на шкале  $H$ , определяющей процент загрузки автомобиля, проводят вертикаль до пересечения ее с наклонной линией, соответствующей заданному коэффициенту сопротивления дороги. Из точки пересечения проводят горизонталь до линии динамического фактора. Вертикаль, проведенная вниз от линии динамического фактора на ось скорости, даст значение искомой скорости. Так, при  $H = 90\%$  и  $\psi = 0,3$  скорость движения составит 15 км/ч на 1-й передаче (линия  $D_1$ ).

Аналогичным методом решается обратная задача: определение максимальной величины перевозимого груза при заданных дорожном сопротивлении и скорости движения. Для этого необходимо перемещаться по графику в противоположном направ-

лении. Например, при движении на 4-й передаче со скоростью 90 км/ч по дороге с сопротивлением  $\psi = 0,054$  максимальная загрузка автомобиля составит  $H = 40\%$ .

Также по динамической характеристике автомобиля с номограммой нагрузок возможно определение величины коэффициента сопротивления дороги при заданных проценте загрузки и скорости движения автомобиля. В этом случае искомое значение  $\psi$  определяют на пересечении вертикали, проведенной из оси нагрузки при заданном значении  $H$ , и горизонтали, проведенной из точки пересечения линии динамического фактора с вертикалью, исходящей из заданной скорости, отложенной по соответствующей шкале. Так, при загрузке  $H = 80\%$  и скорости 30 км/ч при условии движения на 2-й передаче (выбираем линию  $D_2$ , поскольку вертикаль пересекает линии  $D_2$ ,  $D_3$  и  $D_4$ ) максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем, составит  $\psi = 0,15$ .

Для определения возможности движения автомобиля с учетом сцепных качеств ведущих колес с дорогой на динамической характеристике одновременно с номограммой нагрузок отображают *график контроля буксования*, получая в результате *динамический паспорт автомобиля*.

**Динамический паспорт автомобиля** представляет собой совокупность динамической характеристики, номограммы нагрузок и графика контроля буксования (рис. 2.17). Динамический паспорт автомобиля позволяет решать уравнение движения с учетом динамичности автомобиля (динамического фактора  $D$ ), основных дорожных условий (коэффициентов сцепления  $\varphi$  и сопротивления дороги  $\psi$ ) и нагрузки на автомобиль  $H$ .

Перед построением графика контроля буксования рассчитывают величину динамического фактора по условиям сцепления  $D_{a\text{сц}}$  для полностью груженого автомобиля по зависимости (2.34) и  $D_{a\text{сц}}$  для порожнего по следующей зависимости для различных коэффициентов сцепления  $\varphi$ :

$$D_{a\text{сц}} = \varphi \frac{G_{a2}}{G_a},$$

где  $G_{a2}$  — вес, приходящийся на ведущие колеса порожнего автомобиля.

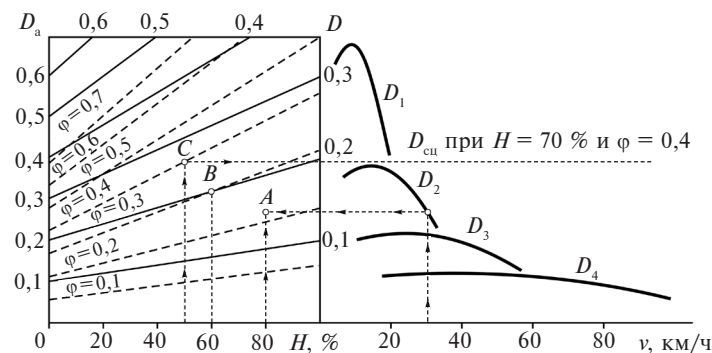


Рис. 2.17. Динамический паспорт автомобиля

Затем полученные значения  $D_{a\text{сц}}$  откладывают по оси  $D_a$  номограммы нагрузок, а значения  $D_{\text{сц}}$  — по оси  $D$ . Точки с одинаковыми значениями соединяют пунктирными линиями, на которых указывают значения соответствующего коэффициента сцепления (например,  $\varphi = 0,2$ ).

Пользуясь графиком контроля буксования, можно учесть ограничения, накладываемые на движение автомобиля сцеплением шин ведущих колес с дорогой. Например, можно определить минимальный коэффициент  $\varphi$ , необходимый для движения с заданными нагрузкой  $H$  и скоростью  $v$  или с заданными нагрузкой  $H$  и коэффициентом  $\psi$ . В первом случае поступают так же, как при определении динамического фактора по известным значениям нагрузки  $H$  и скорости  $v$ , только вместо величины  $D$  по сплошным наклонным линиям определяют значение  $D_{\text{сц}}$  по штриховым линиям. Так, при скорости  $v = 30$  км/ч и нагрузке  $H = 80\%$  коэффициент  $\varphi = 0,22$  (точка A). Во втором случае проводят вертикальную линию через точку, соответствующую известному значению нагрузки  $H$ , и на ней откладывают значение коэффициента  $\psi$ , после чего по наклонным штриховым линиям определяют коэффициент  $\varphi$ . Так, при нагрузке  $H = 60\%$  и коэффициенте  $\psi = 0,2$  коэффициент  $\varphi = 0,3$  (точка B).

Так же можно определить максимальные коэффициент  $\psi$  и скорость  $v$  при известных нагрузке  $H$  и коэффициенте  $\varphi$  или нагрузку  $H$  и скорость  $v$  при известных величинах  $\psi$  и  $\varphi$ . Например, с нагрузкой  $H = 50\%$  и коэффициентом сцепления  $\varphi = 0,4$  (точка C) можно двигаться по дороге с коэффициентом  $\psi = 0,27$ ,

причем только на первой передаче. Однако, поскольку линия динамического фактора  $D_1$  расположена выше линии  $D_{\text{сц}}$ , для равномерного движения в заданных условиях необходимо «сбросить газ».

**Разгон автомобиля.** При эксплуатации автомобилей время их движения с постоянной скоростью невелико. Большая часть времени приходится на движение с ускорением или замедлением, а также на движение накатом. Основными показателями динамических свойств автомобиля при неравномерном движении служат ускорение, а также путь и время в определенном интервале изменения скорости при разгоне. Величина ускорения, развиваемого автомобилем при разгоне, в значительной мере характеризует его тяговые свойства: чем выше ускорение, тем выше средняя скорость движения, а следовательно, и тяговые свойства автомобиля.

**Ускорение при разгоне** определяют для случая движения автомобиля по дороге с твердым покрытием хорошего качества без буксования ведущих колес при работе двигателя по внешней скоростной характеристике. Величину ускорения  $j$  ( $\text{м/с}^2$ ) определяют из уравнения (2.30) по формуле

$$j = (D - \psi) \frac{g}{\delta_{\text{вр}}}$$

По полученным значениям ускорения строится график зависимости ускорения от скорости (рис. 2.18), где цифрами 1...5 обозначены номера передач.

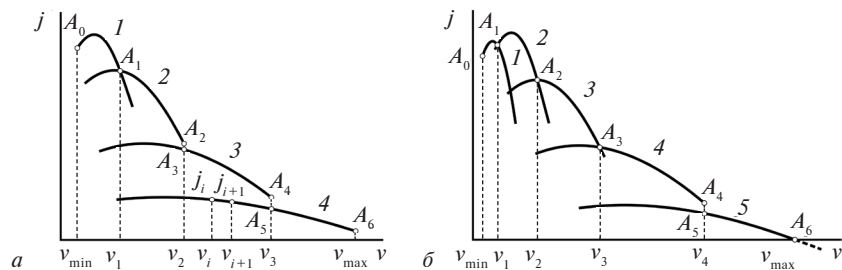


Рис. 2.18. График ускорений автомобиля:  
а – с четырехступенчатой коробкой передач;  
б – с пятиступенчатой коробкой передач

Примерные значения максимальных ускорений для различных типов автомобилей приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4

Значения максимальных ускорений,  $\text{м/с}^2$ 

Автомобили	Низшая передача	Высшая передача
Легковые	2,5...3,5	0,8...1,2
Грузовые	1,7...2,0	0,3...0,5
Автобусы	1,8...2,3	0,4...0,8
Автопоезда	1,0...1,2	0,2...0,5

Для достижения максимальной интенсивности разгона используются ускорения, максимально возможные при данной скорости. Поэтому, начиная разгон с точки  $A_0$  при скорости  $v_{\text{min}}$ , переключения передач с низших на высшие осуществляют в точках  $A_1, A_2, A_4$  (рис. 2.18, а) при скоростях соответственно  $v_1, v_2, v_3$ . При переключении со второй на третью и с третьей на четвертую передачи ускорение уменьшается (точки  $A_3$  и  $A_5$ ). Разгон заканчивают при достижении скорости  $v_{\text{max}}$  (точка  $A_6$ ). Алгоритм переключения передач не зависит от количества ступеней коробки передач (рис. 2.18, б). Однако если коробка передач имеет пять и более ступеней, то интенсивность разгона на первой передаче может быть меньше, чем на второй. Кроме того, в автомобилях с такими коробками передач максимальная скорость  $v_{\text{max}}$  достигается при  $j = 0$  (точка  $A_6$  на рисунке 2.18, б) и частоте вращения коленчатого вала двигателя меньше максимальной. На скорости выше  $v_{\text{max}}$  автомобиль может двигаться только с замедлением.

**Время разгона** можно определить графоаналитическим способом. При рассмотрении показателей разгона на одной передаче линию ускорения на выбранной передаче в диапазоне скоростей от  $v_n$  до  $v_k$  разбивают на  $n$  интервалов и считают, что в каждом  $i$ -м интервале автомобиль разгоняется с постоянным средним ускорением  $j_{\text{ср.}i}$ :

$$j_{\text{ср.}i} = \frac{j_i + j_{i+1}}{2},$$

где  $j_i$  и  $j_{i+1}$  – ускорение в начале и конце  $i$ -го интервала скоростей.

Время разгона  $\Delta t_i$  в  $i$ -м интервале от скорости  $v_i$  до скорости  $v_{i+1}$  определится по зависимости

$$\Delta t_i = \frac{\Delta v_i}{j_{\text{ср.}i}} = \frac{v_{i+1} - v_i}{j_{\text{ср.}i}}$$

Общее время разгона  $t_p$  от скорости  $v_i$  до скорости  $v_{i+1}$  вычисляют по формуле

$$t_p = \sum_{i=1}^n \Delta t_i.$$

По результатам расчетов строят график зависимости времени разгона от скорости движения, принимая, что при скорости  $v_n$  время разгона  $t = 0$ . Каждый отрезок  $\Delta t_i$  откладывают не от 0, а от предыдущего отрезка, чтобы в конце построения получилось общее время  $t_p$  (рис. 2.19).

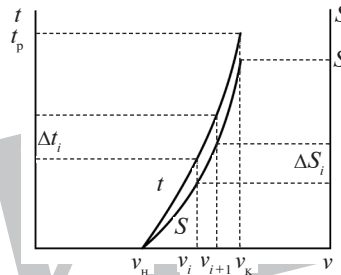


Рис. 2.19. График времени и пути разгона на одной передаче

**Путь разгона** определяется и строится аналогично времени разгона. Путь, пройденный автомобилем в  $i$ -м интервале скоростей, вычисляется по зависимости

$$\Delta S_i = v_{cp.i} \Delta t_i,$$

где  $v_{cp.i}$  — средняя скорость движения в  $i$ -м интервале скоростей;

$$v_{cp.i} = \frac{v_i + v_{i+1}}{2}.$$

Общий путь, пройденный автомобилем при разгоне от скорости  $v_i$  до скорости  $v_{i+1}$ , определится как

$$S_p = \sum_{i=1}^n \Delta S_i.$$

Зависимость пути разгона от скорости строится аналогично зависимости времени разгона и отображается на том же графике (см. рис. 2.19).

Для исследования процесса разгона во всем диапазоне скоростей от  $v_{min}$  до  $v_{max}$  с учетом переключения передач строят график разгона автомобиля, на котором отображается зависимость скорости движения от времени (рис. 2.20, а) или от пройденного пути (рис. 2.20, б).

Максимальное ускорение при разгоне достигается при переключении передач на скоростях  $v_1$ ,  $v_2$  и  $v_3$  (см. рис. 2.18, а). Поскольку передачи переключаются не мгновенно, то за время переключения  $t_n$  (рис. 2.20, а) автомобиль движется накатом и скорость снижается на величину  $\Delta v_n$ . В зависимости от квалификации водителя, конструкции коробки передач и типа двигателя  $t_n = 0,05...3$  с. За время движения с замедлением автомобиль проходит путь  $\Delta S_n$  (рис. 2.20, б).

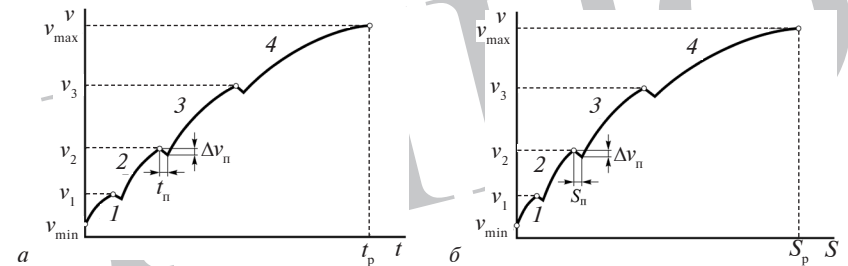


Рис. 2.20. График разгона автомобиля в функции: а — от времени; б — от пути

**Преодоление подъемов.** Пользуясь динамической характеристикой (рис. 2.15) или динамическим паспортом (рис. 2.17) автомобиля, можно найти максимальную величину преодолеваемого автомобилем уклона при движении на подъеме  $i_{max}$ . При определении величины максимального подъема по динамической характеристике принимается, что автомобиль на подъеме движется равномерно и преодолевает его только за счет силы тяги  $P_k$ .

Значение  $i_{max}$  определяется из зависимостей (2.12) и (2.33). Если максимальный динамический фактор меньше динамического фактора по сцеплению ( $D_{max} < D_{сц}$ ), то  $i_{max}$  вычисляется по формуле

$$i_{max} = D_{max} - f.$$

Если  $D_{max} > D_{сц}$ , то  $i_{max}$  ограничивается сцеплением ведущих колес с дорогой и определяется по формуле

$$i_{max} = D_{сц} - f.$$

Величину преодолеваемого уклона можно повысить, если использовать кинетическую энергию автомобиля, накопленную им до въезда на подъем. Предельный уклон  $i_{\text{пред}}$ , преодолеваемый автомобилем при снижении скорости от величины  $v_{\text{н}}$  в начале подъема до величины  $v_{\text{к}}$  в конце подъема, больше  $i_{\text{max}}$  на величину дополнительного уклона  $i_{\text{доп}}$ , преодолеваемого за счет использования накопленной автомобилем кинетической энергии:

$$i_{\text{пред}} = i_{\text{max}} + i_{\text{доп}}$$

Дополнительный уклон, преодолеваемый автомобилем с разгона, вычисляется по формуле

$$i_{\text{доп}} = \frac{\delta_{\text{вр}}(v_{\text{н}}^2 - v_{\text{к}}^2)}{2gS},$$

где  $S$  — длина подъема, на котором скорость падает от  $v_{\text{н}}$  до  $v_{\text{к}}$ .

Преодоление подъема с использованием накопленной кинетической энергии при разгоне называют динамическим. При *динамическом преодолении подъемов* возможен случай, когда коэффициент сопротивления дороги больше максимального значения динамического фактора ( $\psi > D_{\text{max}}$ ). В этом случае скорость автомобиля постепенно уменьшается до такой величины, что требуется переход на низшую передачу. Величина преодолеваемого подъема тем больше, чем выше скорость автомобиля и чем меньше длина подъема. Разгоняя автомобиль перед началом подъема до максимально возможной скорости на выбранной передаче, во многих случаях можно преодолеть подъем без переключения на низшую передачу, что позволяет повысить среднюю скорость и производительность автомобиля.

**Движение автомобиля накатом.** При движении автомобилей на дорогах с чередующимися подъемами и спусками, при подъезде к остановкам и проезде одиночных препятствий часто отключают двигатель от ведущих колес, и автомобиль некоторое время движется накатом. Движение автомобиля происходит в основном за счет накопленной ранее кинетической энергии, при этом потери мощности на трение в трансмиссии очень малы и ими можно пренебречь, так как все агрегаты работают вхо-

лостую. Величину замедления  $j_3$  при движении накатом можно определить по зависимости

$$j_3 = \frac{P_f + P_{\alpha} + P_{\text{в}}}{\delta_{\text{вр}} m}.$$

При движении накатом на спуске сила сопротивления подъему  $P_{\alpha}$  становится отрицательной, и на автомобиль действует дополнительная движущая сила. Если эта сила уравнивает силы сопротивления качению  $P_f$  и сопротивления воздуха  $P_{\text{в}}$ , то автомобиль станет двигаться равномерно, без замедления или ускорения. При  $P_{\alpha} > (P_f + P_{\text{в}})$  автомобиль на спуске станет разгоняться. Также автомобиль может не снижать скорость (или разгоняться) при движении накатом при большом попутном ветре. Следовательно, в зависимости от соотношения сил движение автомобиля накатом может быть ускоренным, замедленным или равномерным.

На практике для оценки динамичности автомобиля при накате широко используют длину пути до остановки автомобиля (выбег). Путь, пройденный автомобилем при движении накатом, обычно измеряют на горизонтальной поверхности до остановки автомобиля (путь выбега), например, от скорости 50 км/ч. Путь выбега может служить показателем технического состояния шасси автомобиля, так как даже незначительная неисправность (неправильно отрегулированные тормоза, снижение давления воздуха в шинах и т. д.) вызывает заметное его уменьшение.

**Влияние конструктивных факторов на тяговую динамику автомобиля.** Тягово-динамические свойства автомобиля зависят от конструктивных параметров автомобиля, типа и состояния дороги, состояния внешней среды и квалификации водителя. Из конструктивных факторов наибольшее значение имеют форма скоростной характеристики двигателя, КПД и передаточные числа трансмиссии, масса и форма автомобиля.

**Скоростная характеристика двигателя.** Рассматривая скоростную характеристику двигателя как фактор, влияющий на тяговую динамичность автомобиля, надо прежде всего учитывать ее форму.

На рисунке 2.21 показан мощностной баланс одного и того же автомобиля при установке на него двигателей, имеющих различную кривизну линии мощности двигателя  $N_e$  и соответствен-

но линии тяговой мощности  $N_o$ . Значения  $N_{max}$  и  $v_{max}$  для обоих двигателей приняты одинаковыми. Первый двигатель имеет более выпуклую характеристику, чем второй, что обеспечивает ему больший запас мощности ( $N_{j1} > N_{j2}$ ) при той же скорости, например при  $v_o$ . Следовательно, преодолеваемое сопротивление дороги или развиваемое ускорение может быть больше.

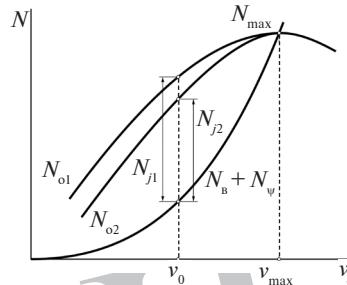


Рис. 2.21. Влияние характеристики двигателя на мощностной баланс автомобиля

**КПД трансмиссии** оценивает величину непроизводительных потерь энергии. В результате снижения  $\eta_{тр}$  уменьшается тяговая мощность  $N_o$ , следовательно, уменьшается запас мощности  $N_j$ , снижается ускорение при разгоне и максимально преодолеваемое сопротивление дороги.

На КПД трансмиссии оказывают влияние как техническое состояние трансмиссии, так и ее конструктивные особенности. Увеличение числа агрегатов трансмиссии (например, на полноприводных автомобилях), применение самоблокирующихся дифференциалов повышенного трения, применение автоматических коробок передач вызывают снижение  $\eta_{тр}$ .

**Передачные числа трансмиссии.** Передачное число трансмиссии оказывает влияние как на скорость движения, так и на силу тяги ведущих колес автомобиля. Следовательно, от него будут зависеть максимальная скорость и максимальный динамический фактор автомобиля. Максимальная скорость автомобиля в большой степени зависит от передачного числа главной передачи. На рисунке 2.22 показан мощностной баланс автомобиля при установке на него трех различных главных передач, отличающихся передачным числом  $i_o$ , причем  $i_{o1} > i_{o2} > i_{o3}$ . Абсциссы точек пересечения кривых тяговой мощности  $N_{o1}$ ,  $N_{o2}$  и  $N_{o3}$  с кривой сопротивления движению  $N_B + N_{\psi}$  определяют значения максимальных скоростей  $v_{max 1}$ ,  $v_{max 2}$  и  $v_{max 3}$ . Наибольшей является

скорость  $v_{max 2}$ , так как двигатель при этом развивает максимальную мощность и передачное число  $i_{o2}$  является оптимальным для данного автомобиля.

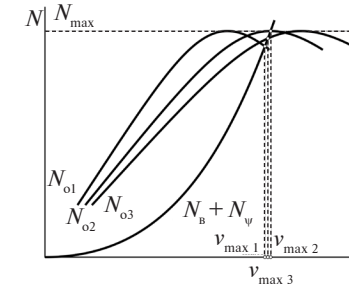


Рис. 2.22. Влияние передачного числа главной передачи на мощностной баланс автомобиля

Передачное число первой передачи определяет максимальное значение динамического фактора, а значит, и максимальное сопротивление дороги, которое может преодолеть автомобиль. Передачные числа промежуточных передач подбирают таким образом, чтобы обеспечить максимальную интенсивность разгона. Для этого передачные числа рассчитывают по геометрической прогрессии из выражения

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_{n-1}}{i_n} = q,$$

где  $n$  – число передач;  $q$  – показатель геометрической прогрессии.

Увеличение числа передач в коробке улучшает тяговую динамику автомобиля. На рисунке 2.23 показаны динамические характеристики автомобиля при установке на него трехступенчатой и четырехступенчатой коробки передач.

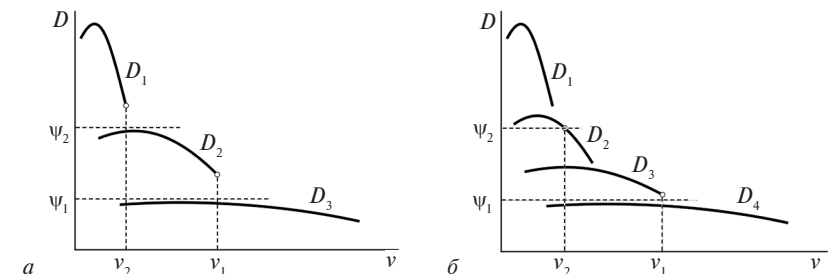


Рис. 2.23. Динамическая характеристика автомобиля с трехступенчатой (а) и четырехступенчатой (б) коробкой передач

Динамические факторы на первой и последних передачах в обоих случаях одинаковы. Однако, сравнивая максимальные скорости на различных дорогах, видим, что на дороге, характеризуемой коэффициентом сопротивления  $\psi_1$ , максимальная скорость  $v_1$  автомобиля с трехступенчатой коробкой меньше максимальной скорости автомобиля, на котором установлена четырехступенчатая коробка передач. Соответственно меньше и максимальные скорости  $v_2$  при коэффициенте сопротивления, равном  $\psi_2$ . Таким образом, увеличение числа передач приводит к росту средней скорости автомобиля. Однако при чрезмерно большом числе ступеней увеличивается сложность и масса коробки передач и возрастает трудность управления автомобилем.

Применение бесступенчатой трансмиссии (гидромеханической или электромеханической) повышает простоту управления автомобилем. Однако КПД бесступенчатых трансмиссий ниже, чем механических, в результате чего снижается тяговая мощность и ухудшается топливная экономичность.

**Масса автомобиля.** Повышение массы автомобиля приводит к увеличению сил инерции и сопротивления качению и подъему, что ухудшает динамичность автомобиля. Исключение составляет частный случай, когда используется движение накатом за счет силы инерции.

**Размеры и форма автомобиля** оказывают влияние на силу сопротивления воздуха, которая находится в прямой зависимости как от площади лобового сопротивления, определяемой размерами автомобиля, так и от коэффициента сопротивления воздуха, определяемого формой автомобиля. Для улучшения обтекаемости крышку капота делают наклонной, ветровое стекло выполняют полукруглым, крышу слегка выпуклой. Аэродинамическое сопротивление автопоездов с полуприцепами снижают, устанавливая на тягачах щитки-обтекатели, предотвращающие интенсивное вихреобразование между кабиной и фургоном.

**Тяговые возможности автопоезда.** Автопоезда позволяют существенно повысить эффективность автомобильного транспорта. При использовании грузовых автомобилей в качестве тягача для буксирования прицепов количество перевозимого груза увеличивается в 2...3 раза, снижаются удельные транспортные расходы.

Тягово-скоростные свойства автомобиля-тягача и формируемого на его основе автопоезда существенно различаются. Основное влияние на них оказывает масса автопоезда, которая увеличивает дорожное сопротивление и сопротивление разгону. В результате сила сопротивления качению автопоезда увеличивается непропорционально его весу, так как одновременно с повышением веса растет также и коэффициент сопротивления качению автопоезда:

$$f_{\text{ап}} = \frac{fG + f_{\text{пр}}G_{\text{пр}}}{G + G_{\text{пр}}},$$

где  $f_{\text{пр}}$  – коэффициент сопротивления качению прицепа;  $G_{\text{пр}}$  – сила тяжести прицепа.

При использовании прицепов повышается также сопротивление воздуха вследствие значительного завихрения воздуха и увеличения поверхности трения. Сопротивление воздуха у автопоезда с одним прицепом на 25...30 % выше, чем у тягача, и увеличивается на 15...20 % при добавлении каждого последующего прицепа.

Для анализа динамичности автопоезда используют его динамическую характеристику с номограммой нагрузок. Для этой динамической характеристики автомобиля дополняют номограммой нагрузок для автопоезда (рис. 2.24), которую строят, принимая за 100 % силу тяжести полностью груженого автомобиля, а нагрузку автопоезда (в процентах) получают суммированием силы тяжести автомобиля с силой тяжести прицепов.

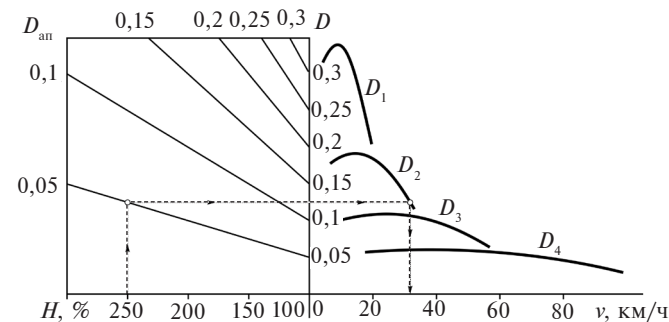


Рис. 2.24. Динамическая характеристика автопоезда с номограммой нагрузок

Динамический фактор автопоезда определяют по формуле

$$D_{\text{ап}} = D \frac{G}{G + G_{\text{пр}}}. \quad (2.35)$$

Используют динамическую характеристику автопоезда аналогично динамической характеристике автомобиля с номограммой нагрузок. Например, если загрузка автопоезда  $H$  составляет 250 %, то при движении его на 2-й передаче по дороге с сопротивлением  $\psi = 0,05$  скорость  $v$  составит 32 км/ч.

При комплектовании автопоезда определяют пределы целесообразного увеличения его грузоподъемности, обеспечиваемого путем изменения количества и грузоподъемности буксируемых прицепов. Максимально возможная производительность автопоезда без учета простоев (теоретическая производительность  $W$ ) пропорциональна грузоподъемности  $m_r$  и скорости  $v$ :

$$W = m_r gv.$$

При увеличении полной массы автопоезда  $m_{\text{ап}}$  величина  $m_r$  растет, а скорость движения уменьшается, поэтому производительность вначале увеличивается, а затем, достигнув максимума, падает (рис. 2.25). Оптимальное значение массы автопоезда соответствует заштрихованной зоне.

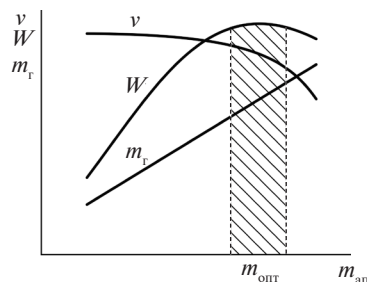


Рис. 2.25. Зависимость скорости, грузоподъемности и производительности от полной массы автопоезда

Границы заштрихованной зоны определяют оптимальную массу автопоезда  $m_{\text{опт}}$ , соответствующую максимуму его теоретической производительности. Фактическая производительность подвижного состава всегда меньше теоретической, так как последняя не учитывает простоев автомобиля под погрузкой и раз-

грузкой, движения автомобиля со скоростью меньшей, чем максимально возможная, а также порожних пробегов подвижного состава.



### Контрольные вопросы

1. Опишите методы тягового и мощностного балансов.
2. Что такое динамический фактор и от каких параметров он зависит?
3. Какие показатели можно определить по динамической характеристике автомобиля?
4. Для чего нужна номограмма нагрузок?
5. Как пользоваться динамическим паспортом автомобиля?
6. Как определить ускорение, время и путь разгона?
7. Какое влияние оказывают различные конструктивные факторы на тяговую динамику автомобиля?
8. Что дает использование автопоездов?

## 2.4. ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ДИНАМИЧНОСТЬ

**Цель испытаний. Виды и методы испытаний.** Во время испытаний автомобиля на динамичность определяют минимальную устойчивую и максимальную скорости движения, максимальное ускорение, время и путь разгона и выбега, силу тяги на ведущих 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, применяется 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 массу и коэффициенты сопротивления качению и сцепления шин с дорогой. Непосредственно перед началом испытаний все агрегаты авто-

мобили должны быть прогреты (пробег в течение 0,5...1,0 ч), а в период испытаний температура охлаждающей жидкости и масла должна поддерживаться в установленных пределах. Дорожные испытания проводятся при температуре воздуха от +5 до +25 °С и скорости ветра не более 3 м/с 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, 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 пути длиной 13...15 км. Участок 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 работе двигателя на внешней скоростной характеристике. 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 на высшей передаче проводят также испытания на приемистость автомобиля путем резкого разгона с начальной скоростью 15 км/ч (или минимально возможной для данной передачи, большей 15 км/ч) до скорости, составляющей 80 % от максимальной на этой передаче.

**Оборудование для испытания автомобилей на динамичность.** Для получения информации о скорости, ускорении, пройденном пути и времени движения автомобиля используют так называемое «пятое колесо», которое устанавливают на автомобиле вместо прицепа (рис. 2.26). Также вместо «пятого колеса» используют бесконтактные оптические измерители скорости. Линейные ускорения автомобиля измеряют акселерометрами – датчиками, имеющими инерционную массу и электронное устройство, позволяющее выявить отклонение этой массы от нейтрального положения под действием силы инерции при разгоне или замедлении.

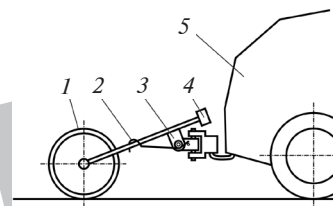


Рис. 2.26. Измеритель «пятое колесо»: 1 – колесо; 2 – пружина; 3 – карданный шарнир; 4 – импульсный датчик угла поворота колеса; 5 – автомобиль

Для регистрации исследуемых параметров при дорожных и стендовых испытаниях применяются аналого-цифровые преобразователи сигналов измерительных датчиков, после которых цифровой сигнал поступает в компьютер.

Коэффициент сопротивления качению  $f$  определяют на стенде или в дорожных условиях с помощью динамометрических тележек. Такая тележка используется не только для определения  $f$ , но и для определения коэффициента сцепления колеса с дорогой  $\phi$ . При определении  $f$  с помощью динамометрической тележки измеряют вертикальную нагрузку  $R_z$  на колесо и силу тяги  $P_k$ , необходимую для буксирования тележки. Величину  $f$  рассчитывают по формуле

$$f = \frac{P_k}{R_z}.$$

В стендовых испытаниях силу тяги на ведущих колесах определяют по величине крутящего момента на валах роликов роликового тормозного стенда (рис. 2.27).

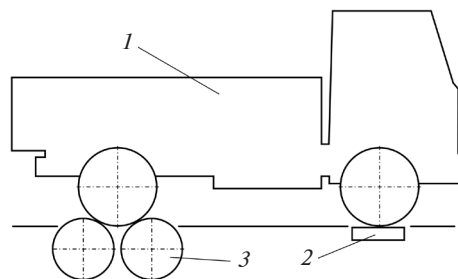


Рис. 2.27. Роликовый тормозной стенд:  
1 – автомобиль; 2 – весы; 3 – ролики

При определении *силы тяги* в дорожных условиях замеряют крутящий момент на полуоси ведущего моста по углу скручивания полуоси. Так как полуось скручивается пропорционально величине крутящего момента, то эта деформация измеряется с помощью тензометрических датчиков и регистрируется компьютером.



### Контрольные вопросы

1. Какие должны быть условия для проведения испытаний на динамичность?
2. Как определяется условная максимальная скорость автомобиля?
3. Как экспериментально определить коэффициент сопротивления качению?
4. Как измерить силу тяги на ведущих колесах?

## 2.5. ТОРМОЗНАЯ ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЯ

**Безопасность движения.** Серьезной проблемой является обеспечение безопасности эксплуатации автотранспортных средств. Торможение – одна из основных фаз движения любых транспортных средств, которое неоднократно повторяется в процессе работы и практически всегда завершает этот процесс.

**Торможение** – процесс создания и изменения сопротивления движению автомобиля с целью уменьшения его скорости вплоть до полной остановки или удержания в неподвижном состоянии.

**Тормозные свойства** – совокупность свойств автомобиля, характеризующих его способность интенсивно снижать скорость, поддерживать постоянную скорость на уклонах, обеспечивать устойчивое прямолинейное движение в процессе торможения, надежно удерживать автомобиль в покое. Тормозные свойства определяют активную безопасность автомобиля.

Тяговые и тормозные свойства автомобиля связаны между собой. Чем выше скорость автомобиля, тем больше внимания необходимо уделять безопасности движения и, следовательно, тем лучше должны быть тормозные свойства автомобиля. Соответственно, чем эффективнее и совершеннее тормозная система автомобиля, тем выше безопасная скорость, а следовательно, средняя скорость движения и производительность автомобиля.

Возможно несколько способов торможения автомобиля: без использования тормозной системы (движение накатом), только тормозной системой, совместно тормозной системой и двигателем, только двигателем, периодическим включением тормозной системы. При длительных торможениях автомобиля, например на затяжных спусках, происходит интенсивное изнашивание тормозных накладок и барабанов. Для их сохранения в тормозную систему включают замедлители, позволяющие плавно снижать скорость и поддерживать ее в нужных пределах.

При торможении кинетическая энергия автомобиля превращается в тепловую вследствие трения, возникающего в тормозных механизмах и в контакте шин с опорной поверхностью дороги. На спусках тормоза позволяют поддерживать постоянную скорость, а тормозные механизмы поглощают потенциальную энергию автомобиля. Некоторая часть кинетической и потенциальной энергии затрачивается на компенсацию работы сил и моментов сопротивлений движению автомобиля.

**Тормозной момент.** Величина тормозного момента  $M_t$ , создаваемого тормозным механизмом, зависит от его конструкции и давления в тормозном приводе. Для наиболее распространенных типов привода – гидравлического и пневматического – сила нажатия на колодку прямо пропорциональна давлению в приводе при торможении. Тормозной момент может быть определен по формуле

$$M_t = k_t p_t,$$

где  $k_t$  – коэффициент пропорциональности;  $p_t$  – давление в тормозном приводе.

Коэффициент  $k_T$  зависит от многих факторов (температуры нагрева тормозных механизмов, наличия воды в зоне трения и т. д.) и может изменяться в широких пределах.

**Тормозная сила.** При торможении элементарные силы трения, распределенные по поверхности фрикционных накладок, создают результирующий момент трения  $M_T$ , направленный в сторону, противоположную вращению колеса, а между колесами и дорогой возникает тормозная сила  $P_T$ , пропорциональная тормозному моменту.

Максимальная тормозная сила  $P_{T \max}$  равна силе сцепления шины с дорогой, пропорциональной реакции  $R_z$ . Поскольку автомобили имеют тормоза на всех колесах, то у двухосного автомобиля максимальная тормозная сила определится по зависимости

$$P_{T \max} = P_{\text{сц}} = \varphi(R_{z1} + R_{z2}).$$

Если тормозная сила  $P_T$  превысит  $P_{T \max}$ , произойдет блокировка колес. Торможение с блокировкой колес нежелательно 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.

**Уравнение движения автомобиля при торможении.**

**Схема сил, действующих на автомобиль при торможении.** На тормозящий автомобиль действуют силы и моменты, которые были рассмотрены выше, только вместо ведущего момента  $M_0$  на всех колесах действуют тормозные моменты  $M_{T1}$  и  $M_{T2}$ , направленные против вращения колес (рис. 2.28), и реакция  $R_{z2}$  направлена в обратную сторону. Также в направлении, противоположном показанному на рисунке 2.8, действуют сила инерции  $P_{jn}$  и моменты инерции  $M_{j1}$  и  $M_{j2}$ .

Тогда, пренебрегая действием силы сопротивления прицепа  $P_{np}$ , имеющего свою тормозную систему, соотношение между движущими силами и силами сопротивления движению при торможении представим в виде:

$$P_{jn} + \frac{M_{j1} + M_{j2}}{r} = - \left( \frac{M_{T1} + M_{T2} + M_{f1} + M_{f2}}{r} + P_{\alpha} + P_B \right). \quad (2.36)$$

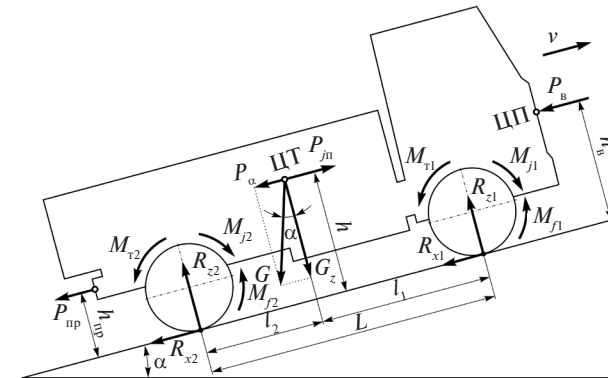


Рис. 2.28. Силы и моменты, действующие на автомобиль при торможении

С учетом зависимостей, полученных в ходе рассмотрения сил сопротивления, действующих на автомобиль в движении, и уравнения движения автомобиля, получим *уравнение движения автомобиля при торможении*:

$$mj_3 \delta_{\text{вп}} = - \left( \frac{M_T}{r} + mg\psi + k_B Fv^2 \right), \quad (2.37)$$

где  $M_T$  – суммарный тормозной момент всех колес,  $M_T = M_{T1} + M_{T2}$ .

Из уравнений (2.36) и (2.37) следует, что при торможении все силы и моменты оказывают сопротивление движению и направлены на увеличение замедления  $j_3$ . Исключение составляет сила сопротивления подъему  $P$ , которая на спуске становится движущей силой и уменьшает замедление.

**Замедление автомобиля при торможении.** Величина замедления автомобиля при торможении (без учета знака) определяется по формуле

$$j_3 = \frac{M_T / r + mg\psi + k_B Fv^2}{m\delta_{\text{вп}}}.$$

Суммарный тормозной момент  $M_T$ , кроме моментов тормозных механизмов, может включать и тормозной момент двигателя. Если при движении автомобиля, не отсоединяя двигатель от трансмиссии, освободить педаль акселератора, то двигатель перейдет на тормозной режим (режим принудительного холостого хода).

Рассмотрим торможение автомобиля рабочими тормозными механизмами. Если считать, что тормозные механизмы обеспечивают тормозную силу большую, чем сила сцепления колес с дорогой, то максимально возможное замедление автомобиля, ограниченное сцепными качествами, определится по зависимости

$$j_3 = \frac{mg(\varphi + \psi) + k_v Fv^2}{m\delta_{\text{вп}}}.$$

При интенсивном торможении скорость автомобиля очень быстро уменьшается, поэтому при определении замедлений автомобиля и пути торможения сопротивлением воздуха пренебрегают. Также при торможении автомобиля только тормозными механизмами можно принять коэффициент учета вращающихся масс  $\delta_{\text{вп}} = 1$ . Тогда максимально возможное замедление можно определить по приближенной зависимости

$$j_{3 \text{ max}} = \varphi g. \quad (2.38)$$

Если при торможении коэффициент не меняется, то величина замедления остается постоянной независимо от скорости движения.

**Время торможения.** Процесс торможения состоит из нескольких этапов, которые могут быть описаны с помощью графика зависимости замедления  $j_3$ , скорости  $v$  и тормозного пути  $S$  от времени  $t$  (рис. 2.29), который называется *тормозной диаграммой автомобиля*.

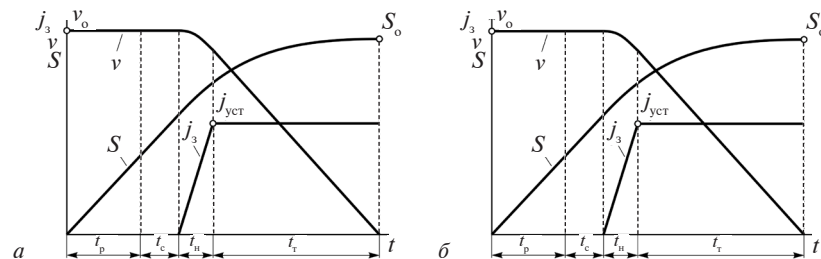


Рис. 2.29. Тормозная диаграмма автомобиля:

а — торможение до скорости  $v_k$ ; б — торможение до полной остановки

Время, в течение которого водитель осознает необходимость торможения и переходит к непосредственным действиям, называется *временем реакции водителя*  $t_p$ . Величина этого времени за-

висит от квалификации водителя, его возраста, степени утомленности, психологического состояния и т. д. и колеблется в пределах 0,2...1,5 с.

После нажатия водителем педали тормоза какое-то время, называемое *временем срабатывания тормозного привода*  $t_c$ , затрачивается на перемещение элементов тормозного привода, нарастание давления жидкости или воздуха в тормозной системе и перемещение колодок до соприкосновения с тормозными дисками или барабанами. Время  $t_c$  зависит от типа тормозного привода и тормозных механизмов, а также технического состояния тормозной системы. У технически исправной тормозной системы с гидроприводом и дисковыми тормозами  $t_c = 0,05...0,07$  с, с барабанными тормозными механизмами  $t_c = 0,15...0,20$  с, у системы с пневмоприводом  $t_c = 0,2...0,6$  с.

В течение времени  $t_p + t_c$  автомобиль не тормозит, замедление  $j_3 = 0$ . Скорость движения  $v$  при этом остается постоянной ( $v = v_0$ ). Тормозной путь  $S$  нарастает по прямолинейной зависимости.

С момента соприкосновения фрикционных элементов тормозных механизмов начинает возрастать тормозная сила, в результате чего замедление увеличивается от нуля до значения  $j_{\text{уст}}$ , соответствующего установившейся величине сил в тормозных механизмах. Время, затрачиваемое на этот процесс, называют *временем нарастания тормозного усилия*  $t_n$ . Для исправных тормозов время  $t_n$  принимает следующие значения: 0,05...0,2 с у легковых автомобилей, 0,05...0,4 с и 0,15...1,5 с у грузовых автомобилей с гидро- и пневмоприводом тормозов.

В расчетах принимается, что за время  $t_n$  замедление нарастает по линейному закону, в конце участка достигая величины  $j_{\text{уст}}$ . В результате происходит падение скорости движения автомобиля до величины  $v_{\text{уст}}$  по квадратичной зависимости. Уравнение тормозного пути в этой зоне описывается уравнением третьей степени.

После достижения максимального усилия на педаль тормоза автомобиль движется в течение времени  $t_t$  с постоянным замедлением  $j_{\text{уст}}$ . Время торможения  $t_t$  с величиной замедления  $j_{\text{уст}}$  называется *временем установившегося замедления*. Поскольку во время  $t_t$  величина замедления  $j_{\text{уст}}$  остается постоянной, скорость движения падает по линейной зависимости, а тормозной путь изменяется по квадратичной зависимости.

Если торможение происходит со снижением скорости до величины  $v_k$ , то после отпускания педали тормоза замедление  $j_3$  снижается до нуля за время  $t_{\text{pac}}$  (рис. 2.29, а). Время  $t_{\text{pac}}$  от начала отпускания тормозной педали до возникновения зазоров между фрикционными элементами называется *временем растормаживания*, которое при гидравлическом приводе составляет примерно 0,2 с, при пневматическом – 0,5...1,5 с.

Когда торможение проводится до полной остановки автомобиля, то считают, что в момент остановки замедление уменьшается до нуля практически мгновенно. Тогда время растормаживания  $t_{\text{pac}}$  в расчетах не учитывается (рис. 2.29, б). В этом случае общее время замедления определится по зависимости

$$t_o = t_p + t_c + t_n + t_T.$$

**Тормозной путь.** Из измерителей тормозных свойств автомобиля наибольший интерес представляет тормозной путь, так как, начиная тормозить, водитель ориентируется на расстояние, отделяющее его от места предполагаемой остановки.

Общий тормозной путь складывается из пути, пройденного автомобилем за весь процесс торможения:

$$S_o = S_p + S_c + S_n + S_T,$$

где  $S_p$ ,  $S_c$ ,  $S_n$  и  $S_T$  – путь, проходимый автомобилем соответственно за время  $t_p$ ,  $t_c$ ,  $t_n$  и  $t_T$ .

В течение времени  $t_p + t_c$  автомобиль движется с постоянной начальной скоростью  $v_o$ , поэтому путь автомобиля за это время

$$S_p + S_c = v_o(t_p + t_c).$$

За время  $t_n$  принимают нарастание замедления  $j_3$  от нуля до величины  $j_{\text{уст}}$  по линейному закону. Тогда скорость  $v_{\text{уст}}$  определится по зависимости

$$v_{\text{уст}} = v_o - 0,5j_{\text{уст}}t_n. \quad (2.39)$$

Путь, пройденный автомобилем за время  $t_n$ , находят по формуле

$$S_n = v_o t_n - \frac{j_{\text{уст}} t_n^2}{6}.$$

При торможении до полной остановки время торможения с максимальной эффективностью  $t_T$  определится по формуле

$$t_T = \frac{v_{\text{уст}}}{j_{\text{уст}}}.$$

Путь  $S_T$ , пройденный за время  $t_T$ , находят по зависимости

$$S_{\text{уст}} = \frac{v_{\text{уст}}^2}{2j_{\text{уст}}}. \quad (2.40)$$

Подставив в формулу (2.40) значение  $v_{\text{уст}}$  из (2.39), получим:

$$S_{\text{уст}} = \frac{(v_o - 0,5j_{\text{уст}}t_n)^2}{2j_{\text{уст}}}.$$

Таким образом, общий тормозной путь находят по зависимости

$$S_o = v_o(t_p + t_c + 0,5t_n) + \frac{v_o^2}{2j_{\text{уст}}} - \frac{j_{\text{уст}} t_n^2}{24}. \quad (2.41)$$

При полном использовании сцепных возможностей всех колес автомобиля вместо  $j_{\text{уст}}$  в формулу (2.41) следует подставить значение  $j_{3\text{max}}$ , определяемое по формуле (2.38):

$$S_o = v_o(t_p + t_c + 0,5t_n) + \frac{v_o^2}{2\phi g} - \frac{\phi g t_n^2}{24}. \quad (2.42)$$

Так как последний член выражения (2.42) имеет небольшое значение, им можно пренебречь. Тогда тормозной путь

$$S_o = v_o(t_p + t_c + 0,5t_n) + \frac{v_o^2}{2\phi g}. \quad (2.43)$$

#### **Показатели интенсивности торможения автомобиля.**

Для оценки эффективности действия тормозной системы предусмотрены следующие показатели тормозных свойств автомобиля:

*установившееся замедление*  $j_{\text{уст}}$ , соответствующее движению автомобиля при постоянном усилии на тормозную педаль;

*тормозной путь*  $S_{\text{ост}}$  – расстояние, проходимое автомобилем от момента нажатия на педаль тормоза до остановки;  $S_{\text{ост}} = S_c + S_n + S_T$ ;

*время срабатывания тормозного привода*  $t_{\text{пр}}$  – время от момента начала нажатия на педаль тормоза до достижения  $j_{\text{уст}}$ ;  $t_{\text{пр}} = t_c + t_n$ ;

*установившаяся скорость на спуске*  $v_{\text{сп}}$  при торможении тормозом-замедлителем;

максимальный уклон  $i_{T \max}$ , на котором автомобиль удерживается стояночным тормозом;

замедление, обеспечиваемое запасной тормозной системой.

Нормативы показателей тормозных свойств автотранспортных средств (АТС) приведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5

**Нормативы эффективности рабочей тормозной системы автотранспортных средств категорий М и N и автопоездов**

Тип транспортного средства	Категория	Начальная скорость, км/ч	Усилие на педали, Н	Тормозной путь, м (замедление, м/с <sup>2</sup> ) на испытаниях		
				типа «ноль»	типа I	типа II
Автомобили пассажирские и грузопассажирские	$M_1$	80	500	43,2 (7,0)	52,1 (5,6)	—
	$M_2, M_3$	60	700	32,1 (6,0)	38,0 (4,8)	—
Автомобили грузовые	$N_1$	80	700	61,2 (5,0)	73,5 (4,0)	—
	$N_2, N_3$	60	700	36,7 (5,0)	43,6 (4,0)	45,9 (3,7)
Автопоезда грузовые	$N_1$	80	700	63,6 (5,0)	75,9 (4,0)	—
	$N_2, N_3$	60	700	38,5 (5,0)	45,4 (4,0)	47,7 (3,7)

Испытания по определению эффективности рабочей тормозной системы разделяют на три типа: «ноль», I и II. Испытания типа «ноль» проводят при «холодных» тормозах, когда температура вблизи поверхности трения тормозного барабана или диска менее 100 °С. Испытания типа I проводят при «горячих» тормозах. Испытаниям «ноль» и I подвергаются все типы АТС.

Дорожные испытания по определению показателей тормозных свойств проводят при тех же условиях, что и при определении тягово-скоростных свойств.

Испытаниям подвергаются автомобили с полной нагрузкой. Выход автомобиля из коридора шириной 3,5 м и блокирование колес при торможении недопустимы. При торможении водитель не должен подправлять траекторию движения АТС с помощью рулевого управления, если этого не требует безопасность движения. В процессе испытаний посредством специальной аппарату-

ры измеряют и регистрируют скорость и замедление автомобиля, тормозной путь и время.

Испытаниям типа II подвергаются АТС категорий  $M_3$  и  $N_3$ , а также грузовые автопоезда, тягачами которых являются автомобили категорий  $M_3$  и  $N_3$ . Эти испытания проводятся при «горячих» тормозах, аналогично испытаниям I, и предназначены для определения эффективности рабочей тормозной системы после движения на затяжных спусках. Прогрев тормозных механизмов осуществляется на спуске длиной 6000 м с уклоном  $i = 0,06$  при скорости  $36 \pm 5$  км/ч.

Время срабатывания тормозного привода рабочей тормозной системы  $t_{пр}$  не должно превышать 0,6 с.

Вспомогательная тормозная система должна обеспечивать поддержание постоянной установившейся скорости  $v_{сп} = 30 \pm 2$  км/ч при затяжном спуске длиной 6000 м на уклоне  $i = 0,07$ . При торможении двигателем в этих же условиях  $v_{сп} = 30 \pm 5$  км/ч.

Испытания запасной тормозной системы проводят при тех же начальных скоростях, что и рабочей. Замедление легковых автомобилей должно быть не менее 2,9 м/с<sup>2</sup>, автобусов — 2,5 м/с<sup>2</sup>, грузовых автомобилей и автопоездов — 2,2 м/с<sup>2</sup>.

Стояночная тормозная система должна удерживать автомобиль в покое на уклоне  $i_{T \max}$  не менее 0,25 для пассажирских автомобилей, 0,20 — для грузовых автомобилей, 0,18 — для автопоездов.

Нормативы эффективности торможения рабочей и аварийной тормозными системами при стендовых испытаниях приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6

**Нормативы эффективности торможения транспортных средств рабочей и аварийной тормозными системами при проверках на стендах**

Тип транспортного средства	Категория	Усилие на педали, Н	Удельная тормозная сила, не менее	
			рабочей тормозной системы	аварийной тормозной системы
Автомобили пассажирские и грузопассажирские	$M_1$	500	0,50	0,25
	$M_2, M_3$	700	0,50	0,25

Окончание табл. 2.6

Тип транспортного средства	Категория	Усилие на педали, Н	Удельная тормозная сила, не менее	
			рабочей тормозной системы	аварийной тормозной системы
Автомобили грузовые	$N_1$	700	0,45	0,20
	$N_2, N_3$	700	0,43	0,19
Прицепы и полуприцепы	$O_2, O_3, O_4$	—	0,40	0,20

Эффективность тормозной системы уменьшается в процессе эксплуатации. Поэтому правилами дорожного движения установлены требования проверки наибольшего допустимого тормозного пути и наименьшего допустимого замедления для автомобилей в снаряженном состоянии при торможении с начальной скоростью 40 км/ч на горизонтальном участке дороги с ровным, сухим, чистым асфальтобетонным покрытием. Эти значения приведены в таблице 2.7 и применяются при эксплуатационной проверке технического состояния автомобилей.

Таблица 2.7

#### Нормативы эффективности рабочей тормозной системы при проверке технического состояния АТС

Тип транспортного средства	Категория	Усилие на педали, Н	Тормозной путь, м	Замедление, м/с <sup>2</sup>
Автомобили пассажирские и грузопассажирские	$M_1$	500	12,2	6,8
	$M_2$	700	13,6	6,8
	$M_3$	700	16,8	5,7
Автомобили грузовые	$N_1$	700	13,6	5,9
	$N_2$	700	15,2	5,7
	$N_3$	700	18,4	5,5
Автопоезда грузовые	$N_1$	700	15,1	5,7
	$N_2$	700	17,3	5,7
	$N_3$	700	16,0	6,2

**Распределение тормозной силы между мостами автомобиля.** При торможении автомобиля сила инерции  $P_{jn}$ , действуя на плече  $h$  (см. рис. 2.28), вызывает перераспределение нор-

мальных нагрузок между передним и задним мостами: нагрузка на передние колеса увеличивается, а на задние — уменьшается. Поэтому нормальные реакции  $R_{z1}$  и  $R_{z2}$  во время торможения значительно отличаются от нагрузок  $G_1$  и  $G_2$ , которые воспринимают мосты в статическом состоянии. Эти изменения оценивают коэффициентами перераспределения нормальных реакций  $k_{R1}$  и  $k_{R2}$ . При торможении автомобиля на горизонтальной дороге коэффициенты рассчитывают по зависимостям

$$k_{R1} = 1 + \varphi \frac{h}{l_2}; \quad k_{R2} = 1 - \varphi \frac{h}{l_1}.$$

Соответственно нормальные реакции дороги

$$R_{z1} = k_{R1} G_1; \quad R_{z2} = k_{R2} G_2.$$

Во время торможения автомобиля за наибольшие значения коэффициентов изменения реакций принимают  $k_{R1} = 1,5...2$  и  $k_{R2} = 0,5...0,7$ .

Максимальную интенсивность торможения можно обеспечить при условии полного использования сцепления всеми колесами автомобиля. Коэффициент распределения тормозной силы между передним и задним мостами определяют по формуле

$$\beta_T = \frac{M_{T1}}{M_{T1} + M_{T2}} = 1 - \frac{M_{T2}}{M_{T1} + M_{T2}}.$$

Если в приводе тормозов не используются специальные регулирующие устройства, то соотношение между моментами тормозных механизмов переднего и заднего мостов  $M_{T1}$  и  $M_{T2}$  постоянно, т. е.  $\beta_T = \text{const}$ . Однако возможности тормозных механизмов не всегда могут быть реализованы колесами автомобиля, так как продольная реакция дороги  $R_x$  не может превосходить своего предельного значения по сцеплению. Наибольшее замедление при торможении обеспечивается, если колеса переднего и заднего мостов одновременно достигают условий предела блокировки. При оптимальном распределении тормозной силы коэффициент распределения тормозной силы определяют как

$$\beta_T = \frac{l_2 + \varphi h}{L}. \quad (2.44)$$

Из выражения (2.44) следует, что оптимальное значение коэффициента  $\beta_T$  зависит от координат центра тяжести автомоби-

ля  $l_2$  и  $h$ , коэффициента сцепления и продольной базы автомобиля  $L$ . Так как эти параметры переменны, то  $\beta_T$  также должен быть переменным. Координаты  $l_2$  и  $h$  зависят от степени загрузки автомобиля, расположения груза в кузове или пассажиров в салоне. Коэффициент сцепления  $\varphi$  также изменяется в широких пределах (0,15...0,80). В процессе торможения он может в различные моменты времени оказаться разным для всех тормозящих колес. Поэтому при  $\beta_T = \text{const}$  экстренное торможение неизбежно приводит к блокировке одного или нескольких колес.

Значение  $\beta_T$  определяется для автомобиля с номинальной нагрузкой при  $\varphi = \varphi_0$  в соответствии с рекомендациями Правил № 13 ЕЭК ООН, согласно которым первыми должны достигать условий блокировки колеса переднего моста при следующих интервалах изменения  $\varphi$ : для легковых автомобилей  $\varphi = 0,15...0,8$ , для грузовых —  $\varphi = 0,15...0,3$ . При проектировании автомобилей значение  $\varphi_0$  принимают равным 0,8 для легковых автомобилей, 0,35...0,45 — для грузовых.

Поскольку уровень нагрузки автомобиля и дорожные условия изменяются в широких пределах, при  $\beta_T = \text{const}$  во многих случаях значительно снижается эффективность тормозной системы. Значительные пределы изменения коэффициентов  $k_{R1}$  и  $k_{R2}$  приводят к тому, что фактическое замедление оказывается меньше максимально возможного, определяемого по формуле (2.38), а тормозной путь превышает значение, получаемое по формуле (2.43). Для учета этого вводят коэффициент эффективности торможения  $k_3$ , который учитывает степень использования теоретически возможной эффективности тормозной системы. В этом случае формулы для определения показателей тормозных свойств принимают вид:

$$j_{3\max} = \frac{\varphi g}{k_3}; \quad (2.45)$$

$$S_0 = v_0(t_p + t_c + 0,5t_H) + \frac{k_3 v_0^2}{2\varphi g}.$$

На основании опытных данных принимают для легковых автомобилей  $k_3 = 1,1...1,2$ , для грузовых автомобилей и автобусов —  $k_3 = 1,3...1,4$ . При  $\varphi < 0,3...0,4$  можно принимать  $k_3 = 1$  для всех автомобилей, так как в этом случае перераспределение нормальных реакций невелико.

**Способы торможения автомобиля и автопоезда.** Служебное торможение автомобиля может осуществляться только тормозными механизмами рабочей тормозной системы, тормозными механизмами и двигателем и только двигателем.

**Совместное торможение автомобиля тормозной системой и двигателем.** Такой способ торможения применяют с целью избежать перегрева тормозных механизмов и ускоренного изнашивания шин. Тормозной момент на колесах создается одновременно тормозными механизмами и двигателем. Так как в этом случае нажатие на тормозную педаль предшествует отпуску педали акселератора, то частота вращения коленчатого вала двигателя должна была бы уменьшиться до частоты вращения холостого хода. Однако, поскольку ведущие колеса через трансмиссию принудительно вращают коленчатый вал, появляется дополнительный тормозной момент, пропорциональный тормозному моменту двигателя и вызывающий замедление автомобиля.

При совместном торможении тормозными механизмами и двигателем уравнение движения автомобиля (2.37) принимает вид:

$$mj_3 \delta_{\text{вп}} = - \left( \frac{M_T + M_{\text{т.д}} i_{\text{тп}} / \eta_{\text{тп}}}{r} + mg\psi + k_B Fv^2 \right),$$

где  $M_{\text{т.д}}$  — тормозной момент, создаваемый на коленчатом валу двигателя.

Величина замедления с учетом торможения двигателем  $j_{3\text{д}}$  вычисляется по зависимости

$$j_{3\text{д}} = \frac{1}{m\delta_{\text{вп}}} \left( \frac{M_T + M_{\text{т.д}} i_{\text{тп}} / \eta_{\text{тп}}}{r} + mg\psi + k_B Fv^2 \right).$$

Величина замедления с отсоединенным от трансмиссии двигателем  $j_{3\text{н}}$  определится как

$$j_{3\text{н}} = \frac{1}{m\delta_{\text{н}}} \left( \frac{M_T}{r} + mg\psi + k_B Fv^2 \right), \quad (2.46)$$

где  $\delta_{\text{н}}$  — коэффициент учета вращающихся масс с отсоединенным двигателем.

Совместное торможение более эффективно, чем торможение только тормозной системой, если  $j_{3\text{д}} > j_{3\text{н}}$ . Целесообразность

торможения только тормозной системой или совместного торможения тормозными механизмами и двигателем зависит главным образом от значения тормозного момента двигателя, а также от коэффициентов  $\delta_{вр}$  и  $\delta_n$ . На дорогах с малым коэффициентом сцепления совместное торможение повышает поперечную устойчивость автомобиля по условиям заноса.

**Торможение автомобиля с периодическим прекращением действия тормозной системы.** Заторможенное несскользящее колесо воспринимает большую тормозную силу, чем при движении юзом, так как коэффициент сцепления при частичном проскальзывании колес больше, чем при полном скольжении.

Торможение с периодическим прекращением действия тормозной системы обеспечивает наибольшую его интенсивность. Антиблокировочные системы (АБС) автоматически уменьшают тормозной момент при начале скольжения колеса и через некоторое время вновь увеличивают его. Колеса автомобиля благодаря такому циклическому нагружению тормозным моментом катятся с частичным проскальзыванием, примерно равным оптимальному, и коэффициент сцепления остается высоким в течение всего торможения.

**Особенности торможения автопоезда.** Расчет замедления автопоезда будет отличаться от расчета замедления одиночного автомобиля (уравнение (2.46)) дополнительным слагаемым  $P_{пр}$  — усилием в сцепном устройстве автопоезда:

$$j_{з.а} = \frac{1}{m_a \delta_{н.а}} \left( \frac{M_{т.а}}{r} + m_a g \psi + P_{в.а} + P_{пр} \right); \quad (2.47)$$

$$j_{з.п} = \frac{1}{m_n \delta_{н.п}} \left( \frac{M_{т.п}}{r} + m_n g \psi + P_{в.п} - P_{пр} \right). \quad (2.48)$$

Переменные с индексом «а» относятся к автомобилю-тягачу, а с индексом «п» — к прицепу. Предполагается, что колеса у них одинаковые и их радиусы не различаются.

При торможении автопоезда эффективность использования колесных тормозных механизмов автомобиля-тягача и прицепа может быть различной, что обусловлено большим количеством факторов, в числе которых перераспределение нормальных реакций при торможении, значение коэффициента распределения тормозных моментов, наличие регуляторов тормозных сил или

АБС. Оценку степени использования тормозных механизмов автомобиля-тягача и прицепа дают *удельные тормозные моменты*  $\gamma_a$  и  $\gamma_n$ , представляющие собой отношения суммарных тормозных моментов всех тормозящих колес автомобиля  $M_{т.а}$  и прицепа  $M_{т.п}$  к полным массам соответственно автомобиля-тягача  $m_a$  и прицепа  $m_n$ :

$$\gamma_a = \frac{M_{т.а}}{m_a}; \quad (2.49)$$

$$\gamma_n = \frac{M_{т.п}}{m_n}. \quad (2.50)$$

Если считать, что сцепное устройство жесткое и не имеет зазоров, то замедление автомобиля равно замедлению прицепа ( $j_{з.а} = j_{з.п}$ ). Пренебрегаем сопротивлением воздуха ( $P_{в.а} = 0$ ,  $P_{в.п} = 0$ ) и считаем, что автопоезд движется по горизонтальной поверхности ( $\psi = f$ ). Также считаем, что в первом приближении  $\delta_{н.а} = \delta_{н.п}$ . Тогда, приравняв правые части уравнений (2.47) и (2.48) и подставляя значения  $M_{т.а}$  и  $M_{т.п}$ , выраженные из формул (2.49) и (2.50), получаем

$$P_{пр} = \frac{m_a m_n}{m_a + m_n} \cdot \frac{\gamma_n - \gamma_a}{r}.$$

Таким образом, взаимодействие автомобиля-тягача с прицепом в процессе торможения зависит от соотношения  $\gamma_a$  и  $\gamma_n$ . Возможны три случая:

- 1) если  $\gamma_n = \gamma_a$ , то  $P_{пр} = 0$  — торможение автомобиля-тягача и прицепа происходит синхронно;
- 2) если  $\gamma_n > \gamma_a$ , то  $P_{пр} > 0$ , т. е. прицеп усиливает торможение автомобиля-тягача;
- 3) если  $\gamma_n < \gamma_a$ , то  $P_{пр} < 0$  — при торможении автопоезда прицеп накатывается на автомобиль-тягач.

Случай 1 идеальный, но равенство  $\gamma_n = \gamma_a$  для всех случаев движения в обычных тормозных системах недостижимо.

Случай 2 обеспечивает растяжку автопоезда при торможении, что исключает его складывание и способствует повышению устойчивости. Однако это достигается за счет уменьшения интенсивности торможения автомобиля-тягача, что снижает эффективность торможения автопоезда. Кроме того, возможно пол-

ное скольжение колес прицепа, в результате чего он начинает сползать вбок и тянет за собой весь автопоезд.

В случае 3 при торможении автопоезда прицеп накатывается на тягач, что может привести к потере устойчивости в виде так называемого складывания автопоезда.

**Понятие о дорожно-транспортной экспертизе дорожно-транспортного происшествия.** 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. 2.30).

Автомобиль А двигался на расстоянии  $S_{\text{н.п}}$  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 рисунке 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).

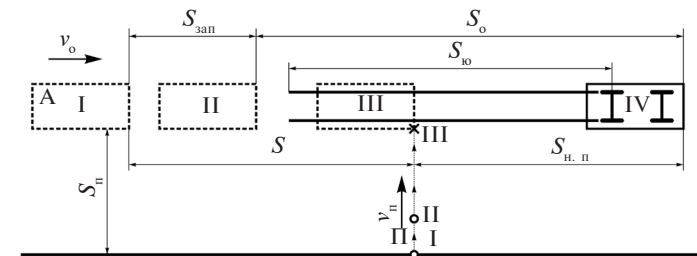


Рис. 2.30. Схема ДТП

На месте происшествия фиксируют длину  $S_{\text{ю}}$  следа юза шин по дороге, перемещение  $S_{\text{н.п}}$  автомобиля после его наезда на пешехода, а также путь, пройденный пешеходом по проезжей части до наезда. Проведя следственный эксперимент, замеряют деселерометром максимальное замедление  $j_{3\text{max}}$  или с помощью переносных приборов – коэффициент сцепления в зоне происшествия. На основании опроса свидетелей и других данных устанавливают примерное значение скорости  $v_{\text{п}}$ , с которой перемещался пешеход перед наездом. Остальные данные, необходимые для расчета, обычно определяют по таблицам, составленным в результате экспериментов. Если максимальное значение замедления  $j_{3\text{max}}$  экспериментально не определить, то его вычисляют по формуле (2.45), задавшись коэффициентом  $k_3$ .

Последовательность анализа происшествия при его исследовании такова. Сначала определяют скорость автомобиля перед торможением:

$$v_0 = 0,5j_{3\text{max}}t_{\text{н}} + \sqrt{2S_{\text{т}}j_{3\text{max}} + (0,5j_{3\text{max}}t_{\text{н}})^2}.$$

Пренебрегая последним слагаемым подкоренного выражения вследствие его малой величины, можно записать:

$$v_0 = 0,5j_{3\text{max}}t_{\text{н}} + \sqrt{2S_{\text{т}}j_{3\text{max}}}.$$

Затем определяют скорость автомобиля в момент его наезда на пешехода:

$$v_{\text{н.п}} = \sqrt{2S_{\text{н.п}}j_{3\text{max}}}.$$

Зная  $v_0$  и  $v_{н.п}$ , можно найти время движения автомобиля с того момента, когда водитель начал реагировать на пешехода, до момента наезда на него:

$$t_{н.п} = t_p + t_c + 0,5t_n + \frac{v_0 - v_{н.п}}{j_{з\max}}$$

Скорость пешехода считают постоянной. Тогда время движения пешехода по проезжей части до момента наезда

$$t_n = \frac{S_n}{v_n}$$

Условие своевременности торможения автомобиля можно записать следующим образом:

$$t_{н.п} \geq t_n$$

Если это условие не выполнено и время  $t_{н.п}$  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:

$$t_{зап} = t_n - t_{н.п}$$

За это время автомобиль, двигаясь с начальной скоростью  $v_0$ , переместился на расстояние

$$S_{зап} = v_0 t_{зап}$$

Согласно рисунку расстояние между передней частью автомобиля и пешеходом в момент начала движения последнего по проезжей части

$$S = S_0 + S_{зап} - S_{н.п},$$

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  $S < S_0$  водитель не имел возможности предотвратить наезд путем торможения, так как пешеход начал движение на слишком малом расстоянии перед автомобилем или двигался с большой скоростью.



## Контрольные вопросы

1. От чего зависит замедление автомобиля при торможении?
2. Что изображено на тормозной диаграмме автомобиля и из каких временных этапов состоит процесс торможения?
3. Какие показатели предусмотрены для оценки эффективности действия тормозной системы?
4. Какие существуют способы торможения автомобиля?
5. Как проводится дорожно-транспортная экспертиза?

## 2.6. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Себестоимость автомобильных перевозок в значительной степени зависит от топливной экономичности автомобилей – свойства, характеризующего расход топлива автомобилем или автопоездом при движении.

*Топливной экономичностью* называют совокупность свойств автомобиля, определяющих расходы топлива при выполнении им транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Снижение расходов топлива транспортными средствами является важным направлением деятельности автотранспортных предприятий всех уровней, так как расходы на топливо составляют до 20...30 % всех затрат на перевозки. Топливная экономичность непосредственно зависит от конструкции автомобиля. Она определяется степенью совершенства рабочего процесса в двигателе, коэффициентом полезного действия и передаточными числами трансмиссии, соотношением между снаряженной и полной массой автомобиля и автопоезда, сопротивлением движению.

Основным измерителем топливной экономичности автомобиля является *путевой расход топлива*  $Q_s$  (л/100 км) – расход топлива  $Q$  в литрах на 100 км пройденного пути  $S$ :

$$Q_s = \frac{100Q}{S}$$

Эффективность использования топлива оценивают *удельным путевым расходом топлива*, т. е. расходом топлива на единицу выполненной транспортной работы. Удельный расход представляет

собой отношение среднего путевого расхода к выполненной полезной работе по перевозке грузов (л/т·км):

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_s}{100m_{\Gamma}}, \quad (2.51)$$

где  $m_{\Gamma}$  — масса перевезенного груза, т.

Оценочными показателями топливной экономичности являются:

- контрольный расход топлива;
- расход топлива в магистральном цикле на дороге;
- расход топлива в городском цикле на дороге;
- расход топлива в городском цикле на стенде;
- топливная характеристика установившегося движения;
- топливная характеристика на магистрально-холмистой дороге.

Контрольный расход топлива  $Q_{s\kappa}$  определяют при установившемся движении на высшей передаче при двух значениях скоростей: 40 и 60 км/ч для городских автобусов и полноприводных автомобилей полной массой свыше 3,5 т; 60 и 80 км/ч для грузовых автомобилей, автобусов специального назначения, междугородных и дальнего следования, автопоездов полной массой свыше 3,5 т; 90 и 120 км/ч для легковых автомобилей, автобусов и грузовых автомобилей полной массой до 3,5 т. Испытания проводят на горизонтальной дороге с твердым покрытием в сухую погоду. Расход топлива измеряют на мерном участке длиной 1 км. При этом выполняется не менее трех заездов и полученные значения расхода усредняются. Испытания должны проводиться при нормальных тепловых режимах двигателя и механизмов трансмиссии. Для этого осуществляется пробег автомобиля на расстояние не менее 50 км при скорости не ниже  $2/3 v_{\max}$ .

Контрольный расход топлива оценивает техническое состояние автомобиля, поэтому испытания по определению  $Q_{s\kappa}$  широко распространены в эксплуатационной практике.

Путевой расход топлива при циклическом движении  $Q_{s\text{ц}}$  оценивается показателями 2...4. Стандартом регламентированы три вида ездовых циклов: магистральный, городской и стендовый. Ездовые циклы дифференцированы в зависимости от типа автомобиля и его полной массы. При испытаниях автомобиля полной массой до 3,5 т нагрузка на него должна составлять половину

номинальной грузоподъемности, но не менее 180 кг. Автомобили полной массой свыше 3,5 т испытывают с полной нагрузкой. Ездовые циклы представляют собой соответствующие программы движения автомобиля на участке дороги длиной 4000 м, предусматривающие этапы разгона, равномерного движения, торможения и остановок.

Топливная характеристика установившегося движения представляет собой график зависимости путевого расхода топлива от скорости в заданных дорожных условиях. Испытания проводят при полной нагрузке, без груза и с прицепом. Заезды совершают при нескольких постоянных значениях скоростей, определяя при этом объемы израсходованного топлива. Условия испытаний те же, что и при определении  $Q_{s\kappa}$ .

Топливная характеристика на магистрально-холмистой дороге — зависимость путевого расхода топлива от допустимой на маршруте скорости движения. Она позволяет судить о топливной экономичности автомобиля при переменных режимах движения с ограничением скорости.

#### Топливо-экономическая характеристика автомобиля.

Топливо-экономическая характеристика автомобиля представляет собой график зависимости путевого расхода топлива  $Q_s$  от скорости движения автомобиля  $v$  (рис. 2.31). Этот график характеризует топливную экономичность автомобиля при равномерном движении при различных значениях дорожного сопротивления и позволяет определить расход топлива по известным величинам  $v$  и  $Q_s$ .

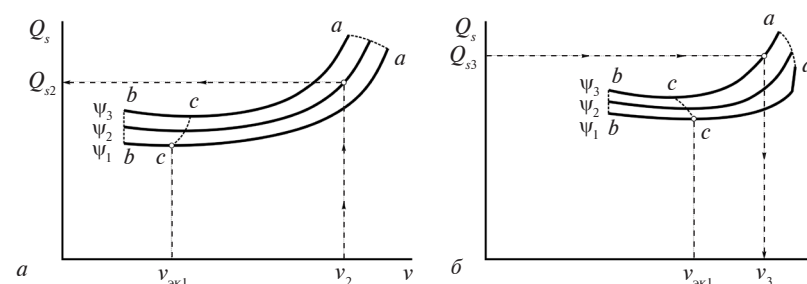


Рис. 2.31. Топливо-экономическая характеристика автомобиля с бензиновым (а) и дизельным (б) двигателем

Например, при движении автомобиля со скоростью  $v_2$  по дороге, сопротивление которой характеризуется коэффициентом  $\psi_2$ , расход топлива равен  $Q_{s2}$  (рис. 2.31, *a*). Можно решить и обратную задачу: определить максимально возможную скорость, которую может развить автомобиль при данном расходе топлива. Так, если расход топлива не должен превышать  $Q_{s3}$ , то на дороге с коэффициентом сопротивления  $\psi_2$  скорость автомобиля не должна превышать  $v_2$  (рис. 2.31, *b*). Задачи подобного рода возникают при выявлении экономически целесообразной скорости движения автомобиля на автомагистралях.

Каждая кривая графика имеет характерные точки. Так, минимум на кривой определяет скорость движения по дороге с заданным коэффициентом  $\psi$  с минимальным расходом топлива (например,  $v_{эк1}$  при  $\psi_1$ ). Скорость  $v_{эк1}$ , соответствующую минимальному расходу, называют экономической. Расход топлива при движении на экономических скоростях по дорогам с разным сопротивлением обозначают линией  $c-c$ . Линия  $b-b$  характеризует расход топлива при движении на минимальной для данной передачи скорости. Конечная точка каждой кривой определяет путь расхода топлива при максимально возможной для данного коэффициента  $\psi$  скорости движения (линия  $a-a$ ).

Экономическая характеристика автомобиля может быть построена по данным дорожных испытаний автомобиля. В этом случае расход топлива на 100 км пробега замеряется непосредственно для различных значений дорожного сопротивления. Также она может быть построена и аналитическим путем на основании скоростной характеристики двигателя:

$$Q_s = \frac{g_e N_e}{36v\rho_T}, \quad (2.52)$$

где  $N_e$  — мощность двигателя, необходимая для движения со скоростью  $v$ ;  $g_e$  — удельный эффективный расход топлива при частоте вращения коленчатого вала двигателя, соответствующей скорости  $v$  и нагрузке двигателя, развивающего мощность  $N_e$ ;  $\rho_T$  — плотность топлива.

При оценке топливной экономичности автомобиля встречается многообразие решаемых задач, поэтому графики топливной характеристики имеют несколько разновидностей. На рисунке 2.32, *a* показана топливная характеристика автомобиля при

движении на различных передачах, а на рисунке 2.32, *b* — для груженого (линия 1) и порожнего (линия 2) автомобиля на высшей передаче.

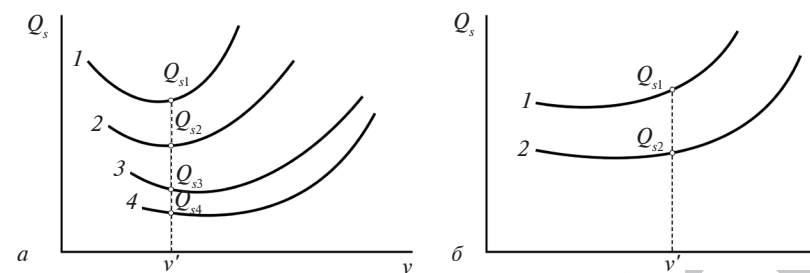


Рис. 2.32. Топливо-экономическая характеристика автомобиля: *a* — на различных передачах; *b* — при различной массе груза

Эти характеристики строят для наиболее характерных дорожных условий. При движении с одной и той же скоростью (например,  $v'$ ) с уменьшением номера передачи расход топлива  $Q_s$  возрастает. Это происходит потому, что частота вращения коленчатого вала двигателя увеличивается при практически неизменной мощности, необходимой для движения автомобиля, вследствие чего возрастает удельный расход топлива  $g_e$ . Путь расхода топлива груженого автомобиля обычно несколько больше, чем порожнего. В данном случае влияние оказывают два противоположных фактора: с одной стороны, у груженого автомобиля возрастают затраты мощности на преодоление дорожного сопротивления, с другой — увеличение мощности приводит к снижению  $g_e$ .

**Топливная экономичность автопоезда.** При работе автомобиля в составе автопоезда суммарное сопротивление движению значительно возрастает, что обусловлено увеличением массы и сопротивления воздуха, создаваемого прицепами. Увеличение массы эквивалентно увеличению коэффициента суммарного дорожного сопротивления. Из топливно-экономической характеристики видно, что путь расхода топлива  $Q_s$  при этом увеличивается. Однако несмотря на это, удельный путь расхода топлива  $q_T$  значительно снижается. Одновременно существенно повышается производительность автотранспортного средства. В результате себестоимость перевозок грузов автопоездом мень-

ше, чем одиночным автомобилем, и поэтому достигается значительный экономический эффект.

Определим удельный путевой расход топлива автопоезда. Подставим в формулу (2.51) значение  $Q_s$  из выражения (2.52):

$$q_r = \frac{g_e N_e}{3600 v \rho_r m_r}. \quad (2.53)$$

Мощность  $N_e$  при равномерном движении определяется по формуле

$$N_e = N_{тр} + N_B + N_{\psi}.$$

Вычислив  $g_e$  и  $N_e$  для автопоезда и одиночного автомобиля с учетом скорости движения  $v$  в заданных дорожных условиях, можно сравнить получаемые значения  $q_r$  и оценить эффективность использования топлива автопоездом. Основное влияние на уменьшение  $q_r$  оказывает увеличение массы перевозимого груза. Удельный расход топлива двигателя  $g_e$  также уменьшается, что обусловлено возрастанием коэффициента использования мощности  $k_N$ . Средняя скорость автопоезда обычно на 10...15 % ниже, чем у одиночного автомобиля, поэтому, несмотря на увеличение коэффициента сопротивления воздуха автопоезда  $k_B$ , силы сопротивления воздуха у обоих оказываются сопоставимыми. КПД трансмиссии в связи с увеличением передаваемой нагрузки повышается, поэтому потери мощности в трансмиссии хотя и возрастают, но не пропорционально нагрузке. Учитывая отмеченные особенности, примем в первом приближении, что  $N_{тр} + N_B$  у автопоезда и одиночного автомобиля примерно одинаковы.

Значение мощности, затрачиваемой на преодоление дорожного сопротивления, определим по формуле

$$N_{\psi} = m_{ан} g \psi v, \quad (2.54)$$

где  $m_{ан}$  — масса груженого автопоезда, складывающаяся из собственной массы порожнего автопоезда  $m_0$  и массы перевозимого груза  $m_r$ .

Подставляя формулу (2.54) в выражение (2.53) и представляя результат в виде суммы двух слагаемых, одно из которых обусловлено дорожным сопротивлением, а другое — остальными сопротивлениями, получим:

$$q_r = \frac{g_e}{3600 \rho_r} \left[ \psi g \left( \frac{m_0}{m_r} + 1 \right) + \frac{N_{тр} + N_B}{v m_r} \right]. \quad (2.55)$$

Из формулы (2.55) следует, что первая составляющая зависит от отношения собственной массы автопоезда  $m_0$  к его грузоподъемности  $m_r$ . С увеличением массы перевозимого груза это отношение снижается, а следовательно, уменьшается и  $q_r$ . Вторая составляющая также снижается при увеличении  $m_r$ . Кроме того, в случае применения прицепа масса перевозимого груза увеличивается примерно вдвое, а собственная масса автопоезда возрастает всего на 50...60 %. В результате расход топлива, отнесенный к единице транспортной работы, у автопоезда значительно меньше, чем у одиночного автомобиля.

**Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на расход топлива.** Существенное влияние на топливную экономичность автомобиля оказывают экономичность двигателя, масса автомобиля, величина потерь энергии в трансмиссии, дорожное сопротивление и условия движения по дороге, техническое состояние автомобиля, стиль вождения автомобиля.

Дизельные двигатели обладают более высокой экономичностью, чем бензиновые. Применение дизелей позволяет снизить расход топлива на легковых автомобилях на 25...30 %, на грузовых — на 30...40 %.

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. Для грузовых автомобилей с дизельными двигателями при движении со скоростью 60...80 км/ч снижение массы на 10 % дает экономию 5...6 % топлива, а с бензиновыми двигателями — 6...8 %.

Уменьшение массы автомобиля также приводит к снижению сил инерции, возникающих при разгоне. Так, составляющая расхода топлива, обусловленная преодолением сопротивлений инерции, при разгоне автопоезда полной массой 28 т с места составляет 21 %, а при разгоне в интервале 40...90 км/ч — до 5 %.

Увеличение массы автомобиля или автопоезда равносильно повышению дорожного сопротивления, также возрастает сопротивление разгону и увеличивается путевой расход топлива  $Q_s$ . Однако удельный путевой расход топлива автомобиля  $q_r$  при этом уменьшается (рис. 2.33), в связи с чем перевозки значитель-

ных объемов грузов автомобилями или автопоездами большой грузоподъемности более выгодны, чем транспортом малой грузоподъемности.

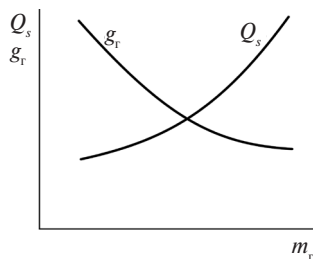


Рис. 2.33. Влияние грузоподъемности автомобиля на путевой и удельный путевой расходы топлива

Значительное влияние на топливную экономичность оказывает удельная мощность — отношение номинальной мощности двигателя к полной массе автомобиля:

$$N_{уд} = \frac{N_{ен}}{m}$$

На рисунке 2.34 показано влияние  $N_{уд}$  на путевой расход топлива  $Q_s$  и среднюю скорость автомобиля  $v_{ср}$ . Увеличение  $N_{уд}$  до определенных пределов приводит к снижению  $Q_s$  и возрастанию средней скорости, но при дальнейшем увеличении  $N_{уд}$  расход топлива возрастает и снижается интенсивность роста скорости. Возрастание  $Q_s$  при малой удельной мощности объясняется тем, что приходится чаще пользоваться промежуточными передачами трансмиссии, на которых  $Q_s$  больше, чем на высшей передаче.

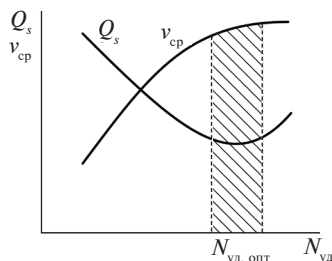


Рис. 2.34. Влияние удельной мощности автомобиля на путевой расход топлива и среднюю скорость движения

При большой удельной мощности двигателя нерационально используются его характеристики. Поэтому существует оптимальное значение удельной мощности  $N_{уд. опт}$ , при котором путевой расход топлива достигает минимального значения, а средняя скорость движения имеет довольно высокое значение. Рекомендуемое минимальное значение удельной мощности для автопоездов  $N_{уд} = 7...9$  кВт/т, для автобусов —  $9...13$  кВт/т. У грузовых автомобилей  $N_{уд}$  зависит от полной массы автомобиля: при  $m < 3,5$  т  $N_{уд} = 15...40$  кВт/т, при  $m = 3,5...10$  т  $N_{уд} = 10...25$  кВт/т, при  $m = 10...30$  т  $N_{уд} = 8...15$  кВт/т.

Тип и параметры трансмиссии оказывают влияние не только на скоростные качества, но и на топливную экономичность автомобиля. Оптимизация параметров трансмиссии позволяет повысить топливную экономичность на  $10...15$  % без снижения производительности.

Сопротивление качению оказывает значительное влияние на топливную экономичность. Уменьшение количества слоев корда, толщины протектора, применение широкопрофильных шин, шин с радиальными нитями корда, использование синтетических материалов с малыми гистерезисными потерями или натурального каучука приводит к снижению  $f$  и уменьшению расхода топлива. 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  $7,5$  %. При снижении скорости движения на  $10$  % сопротивление качению снижается примерно на  $15$  %, а расход топлива — 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 преобладающим. Доля расхода топлива на преодоление сопротивления воздуха может достигать  $30$  % от общего расхода топлива. Путем улучшения обтекаемости грузовых автомобилей можно уменьшить расход топлива на  $7...10$  %.

Окружающая среда, т. е. атмосферные и дорожные условия, влияет на работу двигателя, силовой передачи и ходовой части, а следовательно, и на его топливную экономичность. Так, при повышении температуры ОГ на  $10$  °С мощность двигателя снижа-

ется на 1,8...2,2 %. 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 %.

В городских условиях значительно влияние радиусов поворота дорог и скоростей движения по ним. Так, при прохождении грузовым автомобилем с колесной формулой 6К4 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 асфальтобетонного до булыжного скорость грузового автомобиля снизится примерно на 35...40 %, а расход топлива увеличится на 30...40 %.

Стиль вождения автомобиля также влияет на его экономичность. Так, каждая случайная остановка автомобиля ухудшает его экономичность, работа на холостом ходу на остановках значительно снижает экономичность двигателя. Экономичность можно повысить, увеличив степень использования высоких передач при движении. Использование выбега на пологих спусках выгодно, а на горизонтальных участках малоэффективно. Езда с интенсивным торможением и разгоном неэкономична. 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.

Техническое состояние автомобиля влияет на непроизводительные энергетические затраты автомобиля. Неисправности двигателя, механизмов трансмиссии и ходовой части, неправильные их регулировки, являющиеся результатом некачественного проведения технического обслуживания, могут увеличить расход топлива на 10...20 %.



### Контрольные вопросы

1. Какими показателями оценивается топливная экономичность автомобиля?

2. Как определяется путевой расход топлива?
3. Как пользоваться топливно-экономической характеристикой автомобиля?
4. От чего зависит топливная экономичность автопоезда?
5. Какие факторы и каким образом оказывают влияние на расход топлива?

## 2.7. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Во время движения автомобиля на него действуют не только управляющие силы со стороны водителя, но и различного рода случайные силы, вызываемые такими причинами, как наезд на неровности дороги, наклон дороги, боковые порывы ветра, прохождение автомобилем поворота и др. В результате действия данных сил автомобиль может потерять устойчивость, т. е. произойдет опрокидывание или занос автомобиля.

Различают поперечную и продольную устойчивость. Нарушение поперечной устойчивости проявляется в боковом скольжении колес или опрокидывании автомобиля в плоскости, перпендикулярной продольной оси. Нарушение продольной устойчивости проявляется в буксовании колес, вызывающем сползание автомобиля при преодолении им подъема. Опрокидывание автомобиля в продольной плоскости маловероятно.

**Поперечная устойчивость автомобиля.** Показателями поперечной устойчивости автомобиля являются максимально возможная скорость его движения на повороте с заданным радиусом и угол поперечного наклона дороги, при котором автомобиль потеряет устойчивость. Оба показателя могут быть определены из условий заноса и опрокидывания автомобиля. Таким образом, имеются четыре показателя поперечной устойчивости:

$v_3$  – 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;

$\beta_3$  – максимальный (критический) угол наклона, при котором начинается поперечное скольжение колес;

$\beta_0$  — максимальный (критический) угол наклона, при котором начинается опрокидывание автомобиля.

#### Силы, действующие на автомобиль при движении на повороте.

При анализе факторов, влияющих на поперечную устойчивость, необходимо знать боковую силу, вызывающую занос или опрокидывание автомобиля. При повороте автомобиля на горизонтальной поверхности дороги такой силой является центробежная сила  $P_{ц}$ .

Рассмотрим движение автомобиля на повороте (рис. 2.35), принимая, что автомобиль является плоской фигурой и движется по горизонтальной дороге, а шины в поперечном направлении не деформируются.

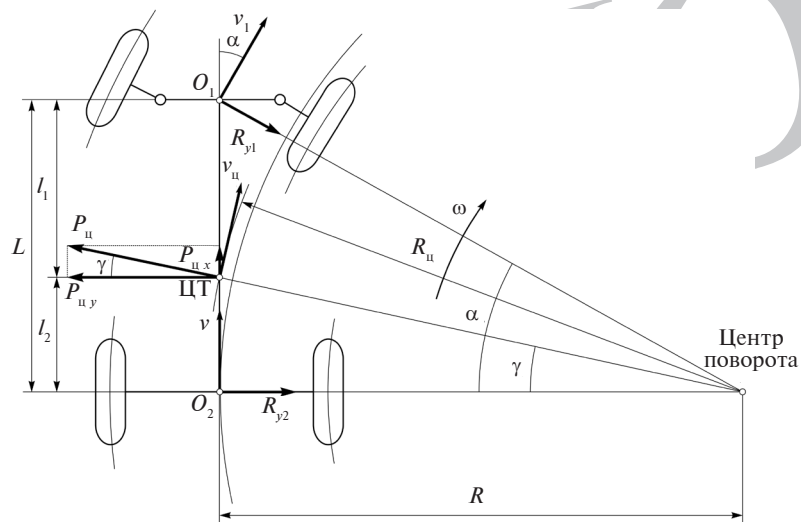


Рис. 2.35. Схема движения автомобиля на повороте

Криволинейное движение автомобиля можно представить как вращательное в плоскости дороги с угловой скоростью  $\omega$  относительно центра поворота. Различают радиус кривизны траектории  $R_{ц}$  и радиус поворота автомобиля  $R$ . Радиус кривизны траектории — это расстояние от центра поворота до центра тяжести автомобиля. Радиус поворота — это расстояние от центра поворота до продольной оси автомобиля. Радиус кривизны траектории зависит от радиуса поворота и продольной координаты

центра тяжести, от которой зависит величина угла  $\gamma$ . Соотношение между  $R_{ц}$ ,  $R$  и  $\gamma$  определяется выражением

$$R_{ц} = \frac{R}{\cos \gamma}.$$

При таком криволинейном движении вектор скорости автомобиля  $v$  соответствует вектору скорости заднего моста и направлен вдоль продольной оси автомобиля. На повороте передние управляемые колеса повернуты на разные углы  $\alpha_{в}$  (внутреннее колесо) и  $\alpha_{н}$  (наружное колесо). Вектор скорости переднего моста повернут относительно продольной оси на угол  $\alpha$ , который является средним углом поворота передних колес и определяется из выражения

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{\operatorname{ctg} \alpha_{в} + \operatorname{ctg} \alpha_{н}}{2}.$$

Зная угол поворота управляемых колес  $\alpha$ , можно вычислить величину радиуса поворота  $R$ :

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Таким образом, центробежная сила  $P_{ц}$ , действующая на автомобиль при его равномерном движении по дуге окружности с радиусом  $R$

$$P_{ц} = \frac{mv^2}{R \cos \gamma} = \frac{mv^2 \operatorname{tg} \alpha}{L \cos \gamma}.$$

Поперечная составляющая центробежной силы

$$P_{ц,y} = P_{ц} \cos \gamma = \frac{mv^2}{R} = \frac{mv^2 \operatorname{tg} \alpha}{L}. \quad (2.56)$$

Если на установившемся повороте водитель поворачивает рулевое колесо, автомобиль движется по траектории с переменным радиусом кривизны. Тогда на автомобиль действует дополнительная сила  $P_{д}$ , вызванная изменением кривизны траектории. Поперечная составляющая этой силы пропорциональна скорости автомобиля и угловой скорости поворота управляемых колес  $\omega_{yк}$ :

$$P_{д,y} = \frac{mvl_2 \omega}{L}.$$

Чем больше скорость автомобиля и чем резче водитель поворачивает рулевое колесо, тем больше сила  $P_{д.у}$  и, как следствие, вероятнее потеря устойчивости автомобилем.

Следовательно, суммарная центробежная сила, действующая на автомобиль во время поворота управляемых колес,

$$P_{сум} = P_{ц.у} + P_{д.у} = \frac{mv(v \operatorname{tg} \alpha + l_2 \omega_{ук})}{L}.$$

Сила  $P_{ц.у}$ , действующая на автомобиль при криволинейном движении, пропорциональна квадрату скорости автомобиля  $v^2$  и углу поворота колес  $\alpha$ . Сила  $P_{д.у}$  действует только во время поворота передних колес. При входе автомобиля в поворот сила  $P_{у.к}$ , складываясь с силой  $P_{ц.у}$ , увеличивает опасность опрокидывания или заноса. При выходе из поворота автомобиль может двигаться с большей скоростью без потери устойчивости. Практически сила  $P_{д.у}$  влияет на устойчивость автомобиля лишь при резком повороте рулевого колеса, когда эта сила соизмерима с силой  $P_{ц.у}$ . На участке с постоянным радиусом ( $R = \text{const}$ ) она отсутствует, так как  $\omega_{ук} = 0$ .

В результате поворота автомобиля вокруг центра тяжести возникает также инерционный момент, однако влияние этого момента на устойчивость автомобиля сравнительно невелико, и его можно не учитывать.

**Занос автомобиля.** Под действием поперечной составляющей центробежной силы  $P_{ц.у}$  возможен занос автомобиля из-за скольжения колес в поперечном направлении (рис. 2.36). Определим критическую скорость автомобиля на повороте по условию заноса.

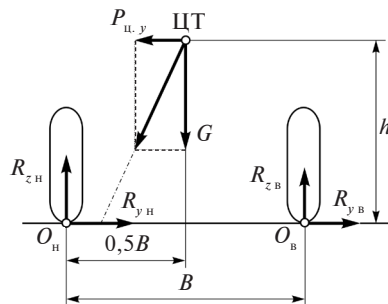


Рис. 2.36. Занос автомобиля на повороте

Автомобиль удерживается на дороге за счет силы бокового сцепления колес с поверхностью, величина которой равна сумме поперечных реакций дороги, зависящих, в свою очередь, от силы тяжести автомобиля:

$$R_{у.н} + R_{у.в} = \varphi(R_{з.н} + R_{з.в}) = \varphi_y G = \varphi_y mg,$$

где  $\varphi_y$  – коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой.

Боковое скольжение колес начнется при равенстве силы сцепления и поперечной составляющей центробежной силы:

$$\varphi_y mg = P_{ц.у}. \tag{2.57}$$

Подставляя значение  $P_{ц.у}$  из (2.56) в (2.57), найдем критическую скорость по условию заноса:

$$v_{с.к} = \sqrt{gR\varphi_y}.$$

**Опрокидывание автомобиля на поперечном склоне.** Прежде чем оценить возможность опрокидывания автомобиля на повороте, определим устойчивость автомобиля на поперечном склоне по условию опрокидывания (рис. 2.37).

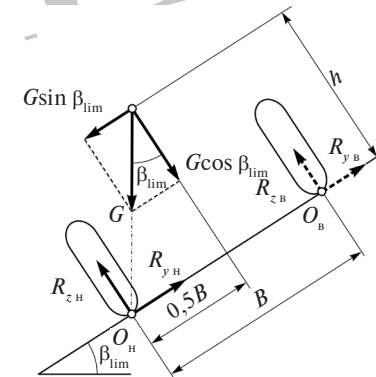


Рис. 2.37. Опрокидывание автомобиля на поперечном склоне

Под действием составляющей силы тяжести  $G \sin \beta_{lim}$ , образующей на плече  $h$  опрокидывающий момент, автомобиль может опрокинуться относительно точки  $O_{н}$ . Составим уравнение моментов сил относительно этой точки:

$$0,5BG \cos \beta_{lim} - hG \sin \beta_{lim} - BR_{з.в} = 0.$$

Поскольку в момент начала опрокидывания колеса, расположенные выше по склону, начинают отрываться от дороги, то  $R_{zB} = 0$  (на рисунке показана пунктиром). Тогда предельный угол поперечного склона  $\beta_{lim}$ , при котором возможно опрокидывание автомобиля, определится из уравнения

$$\operatorname{tg} \beta_{lim} = \frac{0,5B}{h}.$$

Соответственно

$$\beta_{lim} = \operatorname{arctg} \frac{0,5B}{h}.$$

**Опрокидывание автомобиля на повороте.** Определим критическую скорость автомобиля по условию опрокидывания. Под действием поперечной составляющей центробежной силы  $P_{ц.у}$  автомобиль может опрокинуться относительно оси, проходящей через центры поверхностей контактов шин наружных колес с дорогой (точка  $O_H$  на рисунке 2.38, а).

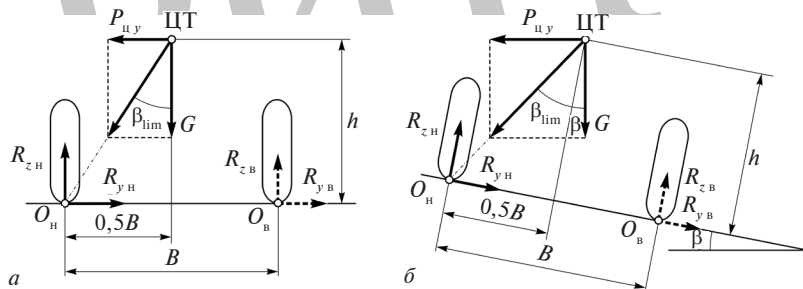


Рис. 2.38. Опрокидывание автомобиля на повороте:  
а – горизонтальном; б – с поперечным уклоном

Составим уравнение моментов сил относительно точки возможного опрокидывания:

$$0,5BG - hP_{ц.у} - BR_{zn} = 0.$$

В момент отрыва колес от дороги, соответствующего началу опрокидывания,  $R_{zB} = 0$ . Подставив значение  $P_{ц.у}$  из уравнения (2.56) и учитывая, что  $G = mg$ , найдем критическую скорость автомобиля по боковому опрокидыванию:

$$v_{он} = \sqrt{\frac{0,5BgR}{h}} = \sqrt{gR \operatorname{tg} \beta_{lim}}. \quad (2.58)$$

Критическая скорость по опрокидыванию  $v_{он}$  зависит от радиуса поворота и от предельного угла поперечного склона  $\beta_{lim}$ , который, в свою очередь, зависит от отношения  $0,5B/h$ , называемого коэффициентом поперечной устойчивости  $\eta_{п.у}$ :

$$\eta_{п.у} = \frac{0,5B}{h}.$$

Средние значения коэффициентов  $\eta_{п.у}$  и соответствующие углы  $\beta_{lim}$  для автомобилей разных типов приведены в таблице 2.8.

Таблица 2.8

**Значения коэффициентов поперечной устойчивости и предельных углов поперечного склона**

Автомобили	$\eta_{п.у}$	$\beta_{lim}$
Легковые	0,90...1,20	40...50°
Грузовые	0,55...0,80	30...40°
Автобусы	0,50...0,60	25...35°

Потеря устойчивости автомобиля, заключающаяся в опрокидывании, влечет за собой гораздо более серьезные последствия, чем занос. Поэтому при выборе параметров компоновки автомобиля стремятся обеспечить такие физические свойства, при которых потеря устойчивости всегда начиналась бы с заноса. Это обеспечивается при  $v_{он} > v_{ск}$ . Для того чтобы боковое скольжение предшествовало боковому опрокидыванию, необходимо выполнение следующего условия:

$$\eta_{п.у} > \varphi_y.$$

Для обеспечения безопасности движения автомобиля на участках дорог с малыми радиусами устраивают виражи, на которых поверхность дороги имеет поперечный уклон к центру кривизны (рис. 2.38, б). Благодаря поперечному углу наклона профиля дороги предельная скорость движения на повороте увеличивается:

$$v_{он} = \sqrt{gR \frac{\operatorname{tg} \beta_{lim} + \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} \beta_{lim} \operatorname{tg} \beta}} = \sqrt{gR \operatorname{tg}(\beta_{lim} + \beta)}.$$

На неправильно спрофилированных поворотах с отрицательным поперечным уклоном необходимо снижать скорость:

$$v_{\text{оп}} = 3,6\sqrt{g R \operatorname{tg}(\beta_{\text{lim}} - \beta)}.$$

**Занос переднего или заднего мостов.** Ранее поперечная устойчивость по условию заноса рассматривалась для случая, когда боковое скольжение колес обоих мостов начинается одновременно. Обычно же начинают скользить колеса одного из мостов, вследствие чего приходится рассматривать устойчивость не всего автомобиля в целом, а одного из его мостов. Причем возникновение скольжения зависит не только от поперечной реакции дороги  $R_y$ , но и от продольной  $R_x$ . Чем больше продольная реакция  $R_x$ , тем при меньшем значении  $R_y$  начинается скольжение колеса. Наиболее устойчиво в поперечном направлении ведомое колесо, так как продольная реакция дороги  $R_x$  на это колесо определяется лишь сопротивлением качению и значительно меньше силы сцепления колеса с дорогой. На ведущее или тормозящее колесо дополнительно действует ведущий  $M_o$  или тормозной  $M_T$  момент, приводящий к существенному увеличению величины  $R_x$ . Если  $R_x = \phi R_z$ , то достаточно приложить к колесу небольшую поперечную силу, чтобы началось его боковое скольжение. Таким образом, занос заднего моста заднеприводного автомобиля более вероятен, так как задние колеса нагружены силой тяги и уже в значительной степени исчерпали возможности сцепления с дорогой. Соответственно у переднеприводного автомобиля более вероятен занос переднего моста.

Предположим, что в результате воздействия некоторой поперечной силы колеса переднего моста начали скользить вбок со скоростью  $v_{1y}$ , а колеса заднего моста продолжают двигаться без бокового скольжения (рис. 2.39, а). В результате передний мост вместо скорости  $v_{1x}$  начинает двигаться со скоростью  $v_1$ . Несмотря на то что управляемые колеса находятся в нейтральном положении, автомобиль начнет поворачиваться относительно мгновенного центра вращения (точка  $O$ ) и возникнет центробежная сила инерции  $P_{ц}$ . Ее поперечная составляющая  $P_{ц,y}$  направлена противоположно скорости скольжения  $v_{1y}$ , вследствие чего скольжение передних колес автоматически прекращается, и автомобиль не теряет устойчивости.

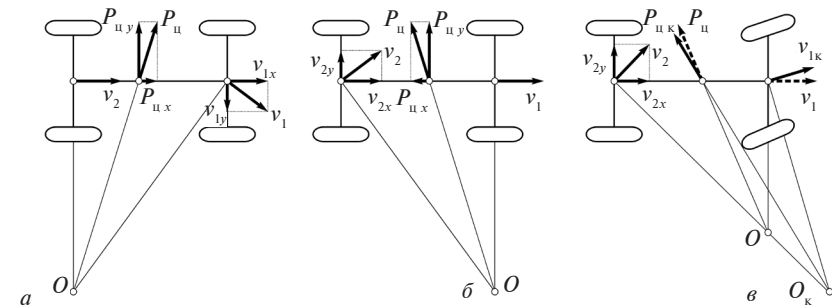


Рис. 2.39. Занос моста автомобиля:  
а – переднего; б – заднего; в – компенсация заноса

На рисунке 2.39, б показан автомобиль, у которого передние колеса движутся поступательно со скоростью  $v_1$ , а задние колеса, двигаясь со скоростью  $v_{2x}$ , скользят в поперечном направлении со скоростью  $v_{2y}$ . В результате этого задний мост перемещается со скоростью  $v_2$ , что вызывает поворот автомобиля вокруг центра  $O$ , хотя передние колеса при этом находятся в нейтральном положении. Поперечная составляющая  $P_{ц,y}$  возникающей при этом центробежной силы  $P_{ц}$  действует в направлении скольжения заднего моста, повышая скорость  $v_{2y}$ . Это вызывает дальнейшее возрастание центробежной силы, в результате чего занос прогрессирует. Поэтому опаснее занос заднего, а не переднего моста, при котором поперечная составляющая центробежной силы направлена в сторону, противоположную скорости бокового скольжения.

Чтобы устранить занос заднего моста, необходимо повернуть передние колеса в сторону начавшегося заноса. Если во время заноса передние колеса занимали нейтральное положение, а центр поворота находился в точке  $O$  (рис. 2.39, в), то после поворота передних колес он сместится в точку  $O_k$ . Радиус поворота при этом увеличится, что уменьшит центробежную силу до величины  $P_{ц,к} < P_{ц}$ , компенсируя возникший занос.

**Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на поперечную устойчивость автомобиля.** 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.

*Центром крена* (передним или задним) называют точку, относительно которой перемещается поперечное сечение автомобиля, проходящее через передний или задний мост. *Осью крена* называют прямую, относительно которой поворачивается кузов при крене. Она проходит через центры крена передней и задней частей кузова. У легковых автомобилей с независимой подвеской ось крена наклонена вперед. У грузовых автомобилей, имеющих зависимую подвеску, ось крена расположена примерно параллельно дороге.

Поперечная сила  $P_{к.у}$ , приложенная к центру тяжести кузова, создает на плече крена  $h_{кр}$  момент, вызывающий поперечный наклон кузова. Определим угол крена  $\beta_{кр}$  при повороте автомобиля на горизонтальной дороге (рис. 2.40). К центру тяжести подпрессоренных масс приложены сила тяжести  $G_k$  и центробежная сила  $P_{к.у}$ . Точка приложения силы тяжести  $G_n$  и центробежной силы  $P_{н.у}$  неподпрессоренных масс расположена на высоте, приблизительно равной радиусу колеса  $r$ .

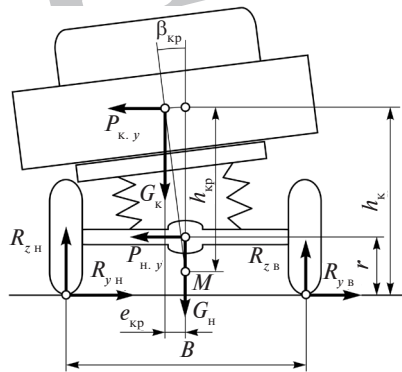


Рис. 2.40. Схема определения угла крена кузова

На колеса внутренней стороны автомобиля действуют реакции дороги  $R_{з.в}$  и  $R_{у.в}$ , а на колеса внешней стороны — реакции  $R_{з.н}$  и  $R_{у.н}$ . Под действием силы  $P_{к.у}$  кузов автомобиля поворачивается относительно оси крена на угол  $\beta_{кр}$  относительно точки  $M$ . Угол  $\beta_{кр}$  обычно не превышает  $8...10^\circ$ , поэтому можно считать

$h_k = \text{const}$ . При малых углах  $\beta_{кр}$  (в радианах) поперечное смещение центра тяжести

$$e_{кр} = h_{кр} \text{tg} \beta_{кр} \approx h_{кр} \beta_{кр}. \quad (2.59)$$

Моменты сил  $P_{к.у}$  и  $G_k$  уравновешивают момент упругих сил:

$$P_{к.у} h_{кр} + G_k e_{кр} = c_\beta \beta_{кр}, \quad (2.60)$$

где  $c_\beta$  — угловая жесткость подвески автомобиля, равная отношению момента, вызывающего крен, к углу крена  $\beta_{кр}$ , Н·м/рад.

Из выражений (2.59) и (2.60) угол крена

$$\beta_{кр} = \frac{P_{к.у} h_{кр}}{c_\beta - G_k e_{кр}}.$$

При крене кузова увеличивается вероятность опрокидывания автомобиля: скорость опрокидывания  $v_{оп}$  на 10...15 % меньше, чем при расчете по формуле (2.58).

Одним из важных эксплуатационных факторов, влияющих на поперечную устойчивость автомобиля, является состояние тормозной системы. Так, неравномерное распределение при торможении тормозных сил между колесами может вызвать потерю устойчивости автомобиля (рис. 2.41).

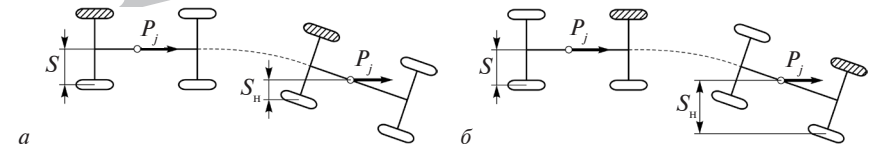


Рис. 2.41. Влияние распределения тормозных сил на устойчивость автомобиля при неисправном тормозе одного колеса: а — заднего; б — переднего

Если у автомобиля заторможено лишь одно заднее колесо, например правое, а левое катится свободно (заштриховано на рисунке 2.41, а), то автомобиль отклоняется вправо от прямолинейного движения. Расстояние  $S_1$  при этом уменьшается, следовательно, уменьшается также и поворачивающий момент, создаваемый силой инерции  $P_j$ . При неисправности одного из передних тормозных механизмов (штриховка на рисунке 2.41, б) плечо  $S_1$  момента силы  $P_j$  во время торможения возрастает, что способствует дальнейшему отклонению автомобиля в сторону. Поэтому неисправность передних тормозных механизмов опаснее, чем задних.

**Продольная устойчивость автомобиля.** Опрокидывание автомобиля в продольной плоскости маловероятно. Возможно лишь буксование ведущих колес, вызывающее сползание автомобиля, например, во время преодоления автопоездом подъема большой длины. Поэтому при рассмотрении продольной устойчивости определяется максимальный угол преодолеваемого подъема без буксования колес.

Определим максимальный угол подъема  $\alpha_{п}$ , который при равномерном движении может преодолеть автопоезд без буксования ведущих колес заднеприводного автомобиля-тягача. Силами сопротивления качению и воздуха пренебрегаем (рис. 2.42).

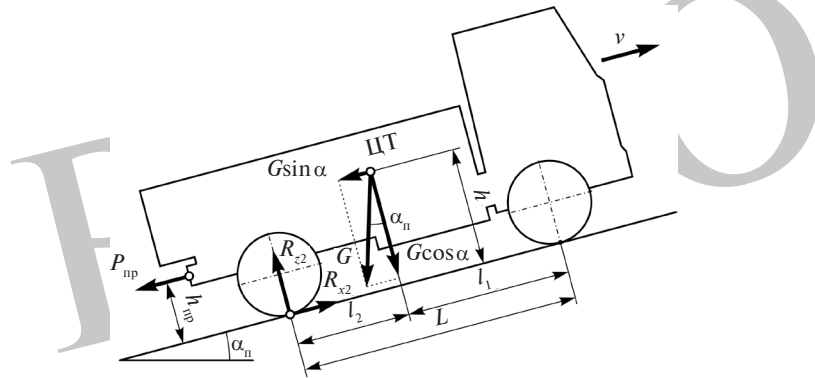


Рис. 2.42. Продольная устойчивость автомобиля

Из условий равновесия тягача имеем

$$R_{z2}L - Gh \sin \alpha_{п} = Gl_1 \cos \alpha_{п} - P_{пр}h_{пр} = 0;$$

$$R_{x2} - G \sin \alpha_{п} - P_{пр} = 0.$$

Сила сопротивления прицепа зависит от силы тяжести прицепа  $G_{пр}$  и угла подъема  $\alpha_{п}$ :

$$P_{пр} = G_{пр} \sin \alpha_{п}.$$

Поскольку движение на подъеме ограничивается сцеплением шин с дорогой, то максимальная величина реакции  $R_{x2}$  определится из выражения

$$R_{x2} = \varphi R_{z2}.$$

Решая совместно приведенные уравнения, получим выражение для максимального (критического) угла подъема, при котором возможно движение автопоезда без буксования ведущих колес тягача:

$$\alpha_{п} = \arctg \frac{\varphi Gl_1}{G(L - \varphi h) + G_{пр}(L - \varphi h_{пр})}.$$

Для автомобиля без прицепа формула по определению угла подъема упростится:

$$\alpha_{п} = \arctg \frac{\varphi l_1}{L - \varphi h}.$$

Аналогично можно определить критический угол подъема переднеприводного автомобиля:

$$\alpha_{п} = \arctg \frac{\varphi l_2}{L - \varphi h}.$$

Критический угол подъема в большой степени зависит от коэффициента сцепления. Для автопоездов при  $\varphi = 0,3$  этот угол не превышает  $4...6^\circ$ , для одиночных автомобилей 4К2 он находится в пределах  $10...15^\circ$ .

У полноприводного автомобиля критический угол подъема зависит только от коэффициента сцепления колес с дорогой:

$$\alpha_{п} = \arctg \varphi.$$

В результате автомобиль со всеми ведущими колесами может преодолевать крутые подъемы без потери продольной устойчивости даже на мокрых и скользких дорогах ( $\alpha_{п} = 17...19^\circ$ ).



### Контрольные вопросы

1. Назовите виды устойчивости и предельные случаи потери устойчивости.
2. Какие силы вызывают занос и опрокидывание автомобиля на повороте?
3. Что такое коэффициент поперечной устойчивости и какое значение он принимает для автомобилей различных типов?

4. Что более опасно – занос или опрокидывание? Как оценить, что из них наступит раньше?
5. К чему приводит занос переднего или заднего моста, какой из них опасней и как его устранить?
6. Какие факторы влияют на поперечную устойчивость?
7. От чего зависит продольная устойчивость и чем она оценивается?

## 2.8. УПРАВЛЯЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

В реальных дорожных условиях постоянно возникает необходимость корректировать или изменять направление движения автомобиля. *Управляемостью* называют совокупность свойств автомобиля, характеризующих его способность подчиняться управляющему воздействию водителя, направленному на сохранение или изменение направления движения.

Управляемость автомобиля оценивают по следующим измерителям и показателям: критическая скорость по условиям управляемости, поворачиваемость, соотношение углов поворота управляемых колес, угловые колебания и стабилизация управляемых колес.

**Критическая скорость по условиям управляемости.** Рассмотрим движение автомобиля на повороте (рис. 2.43). Управляемые колеса автомобиля повернуты на угол  $\alpha$ .

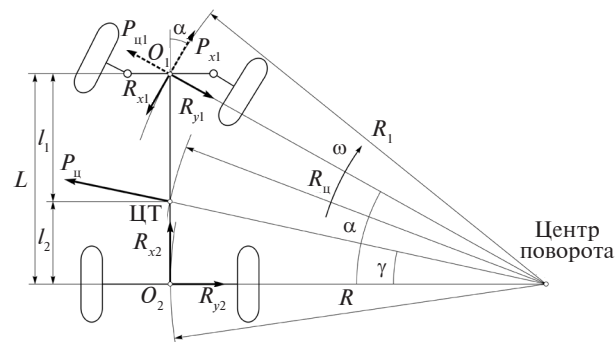


Рис. 2.43. Силы, действующие на автомобиль на повороте

Поскольку в центре тяжести автомобиля действует центробежная сила  $P_{ц}$ , то на передний мост действует ее часть  $P_{ц1}$  (на

схеме показана пунктиром), направленная вдоль радиуса  $R_1$  поворота середины переднего моста:

$$P_{ц1} = \frac{m_1 v_1^2}{R_1},$$

где  $m_1$  – масса автомобиля, приходящаяся на передний мост;  $v_1$  – скорость движения середины переднего моста.

Так как  $v_1 = vR_1/R$  и  $R_1 = R/\cos \alpha$ , то

$$P_{ц1} = \frac{m_1 v^2}{R \cos \alpha} = \frac{m_1 v^2 \operatorname{tg} \alpha}{L \cos \alpha}.$$

К переднему мосту приложена толкающая сила, составляющая которой  $P_{x1}$ , направленная параллельно управляемым колесам (показана пунктиром), при равномерном движении равна силе сопротивления качению:  $R_{x1} = fG_1$ . Поперечная составляющая толкающей силы  $P_{y1}$  (на схеме не показана, направлена аналогично  $P_{ц1}$ ) расположена перпендикулярно продольной  $P_{x1}$ , поэтому она определяется как

$$P_{y1} = R_{x1} \operatorname{tg} \alpha = fG_1 \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.61)$$

Чтобы управляемые колеса катились без бокового скольжения, необходимо соблюдение следующего условия:

$$P_{y1} + P_{ц1} < \sqrt{R_{z1}^2 \varphi^2 - R_{x1}^2} \approx G_1 \sqrt{\varphi^2 - f^2}. \quad (2.62)$$

*Критической скоростью по условию управляемости*  $v_{упр}$  называют скорость, с которой автомобиль может двигаться на повороте без поперечного скольжения управляемых колес. Определим ее из выражений (2.61) и (2.62):

$$v_{упр} = \sqrt{\left( \frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\operatorname{tg} \alpha} - f \right) gL \cos \alpha}.$$

Если скорость автомобиля больше скорости  $v_{упр}$ , то управляемые колеса при повороте проскальзывают в поперечном направлении и поворот колес не изменяет направления движения автомобиля. Чем меньше радиус поворота автомобиля, тем меньше должна быть его скорость.

На дорогах с твердым покрытием коэффициент сцепления обычно во много раз больше коэффициента сопротивления качению  $f$ , поэтому автомобиль сохраняет управляемость. При движении по дорогам с неровным обледенелым покрытием, а также по песку или снегу значения коэффициентов  $\varphi$  и  $f$  сближаются, что приводит к снижению критической скорости. Если  $\varphi \approx f/\cos \alpha$ , то автомобиль может поворачивать лишь с весьма малой скоростью. Если  $\varphi < f/\cos \alpha$ , то автомобиль становится неуправляемым.

**Увод колеса и поворачиваемость автомобиля.** Увод колеса. Качение эластичного колеса, нагруженного поперечной силой, имеет особенности, поскольку колесо может катиться без скольжения под некоторым углом к своей средней плоскости. В случае приложения к колесу поперечной силы  $P_y$  (рис. 2.44, а) шина деформируется, и средняя плоскость колеса смещается относительно центра контакта на расстояние  $b_{ш}$ . При качении колеса точка  $A$  шины входит в соприкосновение с дорогой в точке  $A'$ , точка  $B$  — в точке  $B'$ , точка  $C$  — в точке  $C'$  и т. д. (рис. 2.44, б). В результате колесо катится по направлению  $OC'$ . При этом средняя плоскость колеса оказывается расположенной под углом  $\delta$  к направлению движения. Средняя линия контакта также расположена под углом  $\delta$  к средней плоскости колеса (рис. 2.44, а) и направлению первоначального вектора скорости  $v$ . Отклонение вектора скорости эластичного колеса  $v'$  от плоскости его вращения под действием боковой силы называется *боковым уводом*, а угол между этим вектором и плоскостью вращения — *углом увода*  $\delta$ .

Боковая сила, вызывающая увод, связана с углом увода соотношением

$$P_y = k_{ув} \delta,$$

где  $k_{ув}$  — коэффициент сопротивления уводу, Н/рад, показывающий, какую по величине поперечную силу нужно приложить к колесу, чтобы оно катилось с углом увода  $\delta$ , равным 1 рад.

Для малых углов увода (до  $6^\circ$ ) коэффициент  $k_{ув}$  приближенно можно считать постоянным. Для легковых автомобилей  $k_{ув} = 15...40$  Н/рад, а для грузовых автомобилей и автобусов —  $30...100$  Н/рад.

Увод колеса без скольжения по дороге возможен только до тех пор, пока боковая сила  $P_y$ , приложенная к колесу, не превысит силу бокового сцепления колеса с дорогой.

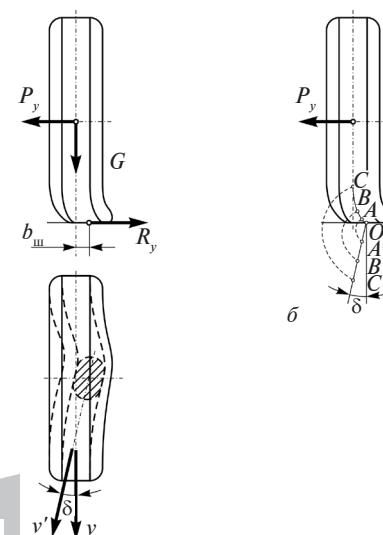


Рис. 2.44. Боковой увод эластичного колеса:  
а — деформация колеса под действием боковой силы;  
б — траектория движения точек колеса при боковом уводе

**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. 2.45), то у автомобиля с эластичными шинами центр поворота будет находиться в точке  $O_{ув}$  пересечения перпендикуляров, проведенных из начала векторов скоростей движения соответственно переднего и заднего мостов  $v_1$  и  $v_2$ .

Если провести из точки  $O_{ув}$  перпендикуляр к продольной оси автомобиля (показан на схеме пунктиром), можно получить выражение

$$L = R_{ув} \operatorname{tg} \delta_2 + R_{ув} \operatorname{tg} (\alpha - \delta_1),$$

где  $L$  — продольная база автомобиля;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  — углы увода колес переднего и заднего мостов.

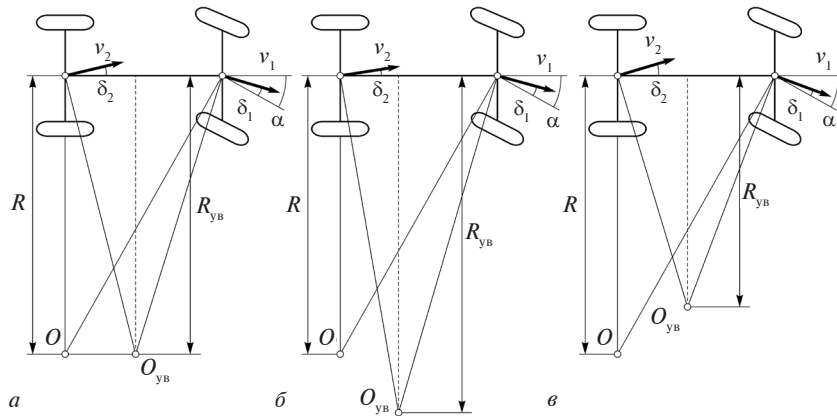


Рис. 2.45. Схема движения автомобилей с различной поворачиваемостью: а – нейтральная; б – недостаточная; в – избыточная

Отсюда определится радиус поворота автомобиля с уводом шин:

$$R_{yв} = \frac{L}{\text{tg } \delta_2 + \text{tg } (\alpha - \delta_1)}.$$

Так как углы  $\delta_1$  и  $\delta_2$  обычно невелики, радиус поворота можно рассчитать по приближенной зависимости:

$$R_{yв} \approx \frac{L}{\text{tg } \alpha + \text{tg } \delta_2 - \text{tg } \delta_1}.$$

Таким образом, траектория движения автомобиля зависит не только от угла поворота управляемых колес  $\alpha$ , но и от углов увода  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , которые, в свою очередь, зависят от  $\alpha$ ,  $v$  и других факторов. При наличии увода автомобиль может двигаться криволинейно даже при  $\alpha = 0$ .

Если  $\delta_1 = \delta_2$ , радиус поворота  $R_{yв} = R$ . Такую поворачиваемость автомобиля называют *нейтральной* (рис. 2.45, а). Так как центры поворота  $O$  и  $O_{yв}$  занимают различные положения, автомобиль под действием поперечной силы движется вбок даже при  $\alpha = 0$ , не поворачиваясь при этом относительно продольной оси.

Если  $\delta_1 > \delta_2$ , то  $R_{yв} > R$ , и для движения автомобиля с эластичными шинами по кривой радиусом  $R$  управляемые колеса нуж-

но повернуть на угол больший, чем при жестких шинах. В этом случае поворачиваемость автомобиля называют *недостаточной* (рис. 2.45, б). Под действием поперечной силы  $P_y$  передний мост такого автомобиля в результате увода движется под углом  $\delta_1$  к прежнему направлению движения, а задний – под углом  $\delta_2$ . Автомобиль поворачивается вокруг центра  $O_{yв}$ , вследствие чего возникает центробежная сила, поперечная составляющая которой  $P_{ц.у}$  направлена в сторону, противоположную силе  $P_y$ , что уменьшает результирующую поперечную силу и увод колес. Следовательно, автомобиль с недостаточной поворачиваемостью устойчиво сохраняет прямолинейное направление движения.

Если угол  $\delta_1 < \delta_2$ , то  $R_{yв} < R$ , и для движения автомобиля с эластичными шинами по кривой радиусом  $R$  управляемые колеса нужно повернуть на угол меньший, чем при жестких шинах. В этом случае поворачиваемость автомобиля называют *избыточной* (рис. 2.45, в). Если к автомобилю с избыточной поворачиваемостью приложить поперечную силу, он тоже будет двигаться криволинейно. Однако  $P_{ц.у}$  в этом случае направлена в ту же сторону, что и  $P_y$ . В результате увод возрастает, что увеличивает кривизну траектории и силу  $P_{ц.у}$  и т. д. Если водитель не повернет управляемые колеса в нужном направлении, центробежная сила может возрасти настолько, что автомобиль потеряет устойчивость.

Таким образом, автомобиль с недостаточной поворачиваемостью более устойчив и лучше сохраняет заданное направление движения, чем автомобиль с избыточной поворачиваемостью.

Поскольку  $P_{ц.у}$  зависит от скорости движения, при увеличении скорости будет расти боковая деформация шин, увеличиться разница между  $\delta_1$  и  $\delta_2$  и радиусами  $R_{yв}$  и  $R$  (рис. 2.46).

Сложность управления автомобилем с избыточной поворачиваемостью возрастает с увеличением скорости движения. При некоторой скорости, называемой *критической скоростью по условиям увода*  $v_{yв}$ , наступает потеря управляемости и устойчивости движения автомобиля. Значение  $v_{yв}$  можно определить по зависимости

$$v_{yв} = \sqrt{\frac{L}{m_2 / k_{yв2} - m_1 / k_{yв1}}}.$$



Рис. 2.46. Зависимость радиуса поворота от скорости при различной поворачиваемости автомобиля

**Поворот осей при крене кузова.** Устойчивость автомобиля существенно зависит от конструкции направляющего устройства подвески. При действии на автомобиль боковой силы происходит крен кузова. При этом ось моста может повернуться на некоторый угол в горизонтальной плоскости и оказать влияние на поворачиваемость автомобиля.

Направляющее устройство зависимой подвески может быть выполнено в виде рычагов (двух продольных и одного поперечного) либо его функции может выполнять листовая рессора. Изменяя длины рычагов или положение серьги листовой рессоры, можно изменять углы наклона оси моста. На рисунке 2.47, *а* показана схема зависимой рессорной подвески.

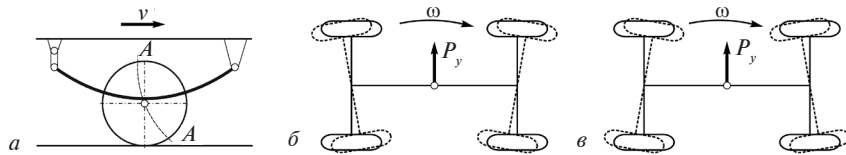


Рис. 2.47. Влияние крепления рессор на поворачиваемость автомобиля:  
*а* — схема рессорной подвески; *б* — избыточная поворачиваемость;  
*в* — недостаточная поворачиваемость

При крене кузова и деформации рессоры точка крепления ее с мостом перемещается по дуге *А–А*. Если серьга закреплена сзади, как показано на рисунке 2.47, *а*, то нагружаемое боковой силой колесо отклоняется назад в связи с увеличением деформации рессоры, а противоположное колесо, наоборот, отклоняется вперед.

Предположим, что у передних рессор серьга расположена спереди, а у задних — сзади. Тогда при действии боковой силы  $P_y$  поворот осей мостов произойдет согласно рисунку 2.47, *б*, т. е. в ту же сторону, в которую поворачивает автомобиль. В результате автомобиль получит избыточную поворачиваемость. Если поменять местами расположение серег обеих рессор, то поворот мостов будет противоположный, как показано на рисунке 2.47, *в*, и автомобиль будет обладать недостаточной поворачиваемостью.

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 на 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.

**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. 2.48).

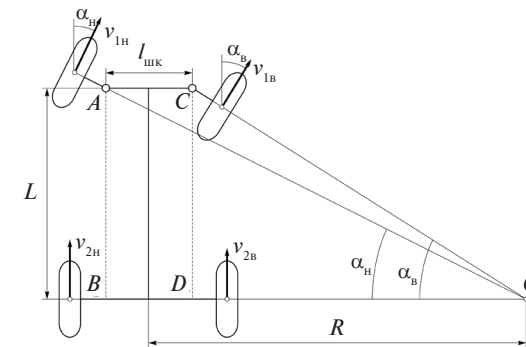


Рис. 2.48. Соотношение углов поворота управляемых колес

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  $\alpha_n$  и  $\alpha_b$  соответственно наружного и внутреннего колес определяется из  $\triangle OAB$  и  $\triangle OCD$ :

$$\operatorname{ctg} \alpha_n - \operatorname{ctg} \alpha_b = \frac{R + 0,5l_{\text{шк}}}{L} - \frac{R - l_{\text{шк}}}{L} = \frac{l_{\text{шк}}}{L}, \quad (2.63)$$

где  $l_{\text{шк}}$  — расстояние между шкворнями управляемых колес.

Из равенства (2.63) 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 (2.63) рулевая трапеция не обеспечивает. Поэтому при проектировании трапеций считают достаточным, если при значениях  $\alpha_n$  от  $5$  до  $8^\circ$  расхождение между теоретическим и действительными значениями  $\alpha_n$  не превышает  $12...15'$ , а при  $\alpha_b$  от  $25$  до  $30^\circ$  — не более  $3^\circ$ .

**Колебания управляемых колес.** При движении автомобиля с высокими скоростями появились особого вида колебания управляемых колес, получившие название «шимми». Они представляют собой колебания колес вокруг шкворней (виляние) с одновременными угловыми колебаниями управляемого моста в поперечной вертикальной плоскости. При этом возникают большие динамические нагрузки на детали рулевого привода, наступает интенсивное изнашивание шин и возможна потеря устойчивости и управляемости автомобиля.

В связи с упругими свойствами подвески  $c_n$ , шин  $c_{\text{ш}}$  и деталей рулевого привода  $c_{\text{пт}}$  и  $c_{\text{рт}}$  возможны вертикальные  $h_p$  и угловые  $\gamma$  перемещения деталей моста в поперечной вертикальной плоскости (рис. 2.49, *a*) и угловые перемещения колес  $\theta$  относительно осей шкворней (рис. 2.49, *б*). Особенностью этой колебательной системы является ее способность к самовозбуждению колебаний при любом случайном воздействии (например, при наезде колеса на единичную неровность дороги).

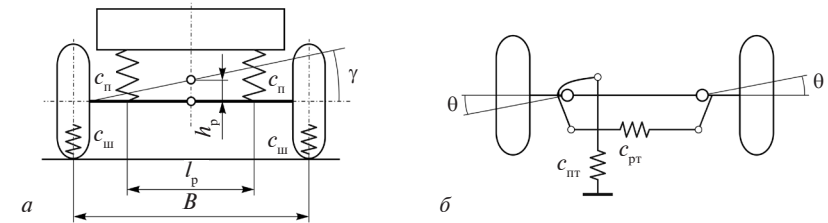


Рис. 2.49. Колебательная система управляемых колес:  
*a* — колебания моста; *б* — колебания рулевого управления

Основным средством борьбы с такими колебаниями является независимая подвеска управляемых колес. Если кинематика подвески исключает повороты осей вращения колес при наезде на неровности дороги или при колебаниях кузова, то связь между колебательными системами отсутствует и автоколебания колес не возбуждаются.

Колебания неподдрессоренной массы моста при проезде по неровностям изменяют величину деформации рессоры, в результате чего и происходит относительное перемещение поддрессоренной и неподдрессоренной масс автомобиля. При этом шарнир рычага поворотной цапфы должен качаться, с одной стороны, в соответствии с кинематикой рессорной подвески по траектории  $AA$ , а с другой, — по дуге  $BB$ , радиус которой равен длине продольной тяги рулевого привода (рис. 2.50, *a*). Расхождение дуг  $AA$  и  $BB$  приводит к тому, что управляемые колеса при их вертикальных перемещениях относительно поддрессоренной массы автомобиля поворачиваются вокруг шкворней, что вызывает возбуждение колебаний колес. Поэтому взаимная кинематика подвески и рулевого привода должна быть согласована. Центры качания направляющих элементов подвески и рулевого привода должны быть как можно ближе друг к другу. С этой целью серьгу рессоры иногда располагают спереди (рис. 2.50, *б*) или помещают рулевой механизм впереди переднего моста (рис. 2.50, *в*).

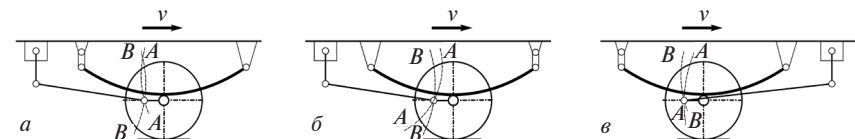


Рис. 2.50. Несоответствие кинематики подвески и рулевого привода:  
*a* — серьга рессоры сзади; *б* — серьга рессоры спереди;  
*в* — рулевой механизм спереди

Если колесо имеет неуравновешенность (дисбаланс), то при качении возникает сила инерции  $P_j$  (рис. 2.51). Разложим ее на две составляющие: горизонтальную  $P_{j0}$  и вертикальную  $P_{j1}$ .

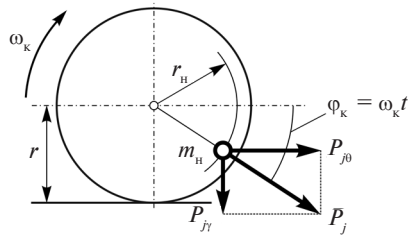


Рис. 2.51. Воздействие на колесо неуравновешенной массы

Сила  $P_{j0}$  создает момент относительно оси шкворня и заставляет колесо совершать периодические колебания (виляния). Сила  $P_{j1}$  возбуждает колебания колес в вертикальной плоскости, в результате чего изменяются нормальные реакции. Силы  $P_j$  пропорциональна неуравновешенной массе  $m_n$  и квадрату скорости автомобиля  $v$ :

$$P_j = m_n r_n \omega_k^2 = \frac{m_n r_n v^2}{r^2},$$

где  $r_n$  — радиус расположения неуравновешенной массы;  $r$  — радиус колеса.

Силы  $P_{j0}$  и  $P_{j1}$  представляют собой гармонические функции времени  $t$ , амплитуды которых равны  $P_j$ , а частота соответствует угловой скорости колеса  $\omega_k$ :

$$P_{j0} = P_j \cos \omega_k t; \quad P_{j1} = P_j \sin \omega_k t.$$

Если  $\omega_k$  совпадет с одной из собственных частот колебаний колес (в горизонтальной или вертикальной плоскости), возникнут резонансные колебания с большими амплитудами. При этом ухудшается связь колес с дорогой (вплоть до отрыва), что может привести к потере управляемости и устойчивости автомобиля.

Вынужденные колебания могут вызываться также эксцентricностью колес, так как в этом случае ось вращения колеса периодически перемещается в вертикальном направлении. Однако амплитуда возмущения с изменением скорости автомобиля изменяться не будет.

Резонансные режимы колебаний управляемых колес наиболее вероятны у легковых автомобилей, имеющих колеса малого диаметра и сравнительно низкую собственную частоту колебаний управляемых колес. Поэтому колеса легковых автомобилей подвергают балансировке.

**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 неровность), то под действием этого импульса колеса повернутся на небольшой угол. После исчезновения импульса положение колес должно автоматически восстановиться. Таким образом, *стабилизацией управляемых колес* называется их свойство сохранять нейтральное положение, заданное им при прямолинейном движении, и автоматически возвращаться в него.

**Стабилизирующий момент шины.** Стабилизация управляемых колес обеспечивается стабилизирующим моментом шины, обусловленным ее упругими свойствами, и кинематической связью колес с направляющими устройствами подвески (или мостами при зависимой подвеске). Стабилизирующий момент шины  $M_{с.ш}$  обусловлен уводом колес и определяется параметрами шины и характером ее взаимодействия с опорной поверхностью дороги, а также характеристиками процесса движения автомобиля. Кинематическая связь колеса с направляющими устройствами или с мостом обеспечивается конструктивными мероприятиями и характеризуется углами установки шкворней поворотных цапф в поперечной и продольной вертикальных плоскостях.

**Поперечный наклон шкворня.** Если ось шкворня наклонить в вертикальной плоскости перпендикулярно плоскости качения колеса на угол  $\beta$  (рис. 2.52, а), то при повороте колеса под действием случайного возмущающего импульса оно должно опуститься ниже плоскости дороги, но в действительности оно приподнимает передний мост. При этом сила тяжести автомобиля, приходящаяся на переднюю ось, на плече  $b$  образует стабилизирующий момент, называемый *весовым*. Плечо  $b$ , или *плечо обкатки*, — расстояние между точкой пересечения с дорогой центра беговой дорожки колеса и точкой пересечения с дорогой продолжения

оси шкворня. У переднеприводных легковых автомобилей плечо обкатки часто делают отрицательным.

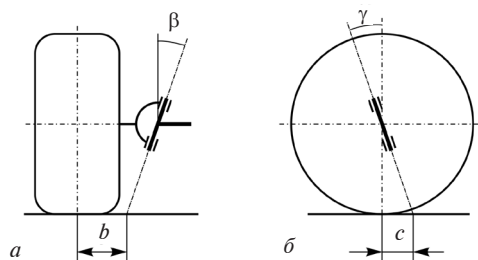


Рис. 2.52. Наклон шкворня:  
а – поперечный; б – продольный

**Продольный наклон шкворня.** При малых углах поворота стабилизирующее действие от поперечного наклона шкворня невелико, поэтому шкворни дополнительно наклоняют в продольной плоскости колеса на угол  $\gamma$  (рис. 2.52, б). Если возмущающий импульс вызовет увод колес и автомобиль станет поворачиваться, то на него начнет действовать поперечная составляющая центробежной силы, которая вызовет боковую реакцию дороги в точке контакта колеса с дорогой. Сила на шкворне, возникшая вследствие действия центробежной силы, будет приложена перпендикулярно плоскости качения колеса и совместно с боковой реакцией дороги создаст пару сил с плечом  $c$ , которая будет стремиться вернуть колесо в нейтральное положение.

**Развал и схождение колес.** На управляемость автомобиля также оказывают влияние наклоны управляемых колес в поперечной и продольной плоскости: развал и схождение колес.

Шарнирное соединение управляемых колес с подвеской подразумевает наличие зазоров в местах этих соединений. В результате при нагрузке автомобиля или по мере износа шарниров плоскость качения колеса при движении автомобиля может оказаться наклоненной к плоскости дороги внутрь колеи. В этом случае колеса будут стремиться катиться по сходящимся траекториям с 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  $2,5^{\circ}$  (рис. 2.53, а). 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 обкатки (размер  $b_1 a$ ), что облегчает поворот колес.

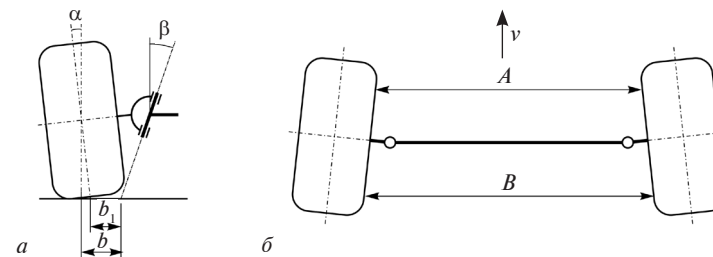


Рис. 2.53. Развал (а) и схождение (б) колес

Однако предварительный развал вызывает стремление колес катиться по расходящимся траекториям, что также приводит к изнашиванию шин. Этот недостаток компенсируется установкой колес со схождением, 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. 2.53, б) спереди и сзади моста на уровне его оси ( $C = B - A$ ). Таким образом, развал и схождение взаимно компенсируют друг друга.



### Контрольные вопросы

1. Назовите условия качения управляемых колес без бокового скольжения.
2. Какое влияние на поворачиваемость оказывает боковой увод колеса?
3. Как изменяется поворачиваемость при крене кузова?
4. Как соотносятся между собой углы поворота левого и правого колес?
5. К чему приводят колебания управляемых колес и как с ними бороться?
6. Что такое стабилизация управляемых колес и от каких факторов она зависит?

## 2.9. ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Проходимость является одним из основных эксплуатационно-технических качеств автомобиля, определяющих его эффективное использование в тяжелых дорожных условиях. Проходимость зависит от многих факторов, основными из которых являются опорно-тяговые свойства и геометрические параметры автомобиля, а также конструкции отдельных агрегатов трансмиссии.

**Геометрические показатели проходимости.** Геометрические показатели проходимости определяют способность автомобиля не задевать за препятствия, ограничивающие пространство для его движения (рис. 2.54). Они определяются конструкцией и компоновкой автомобиля.

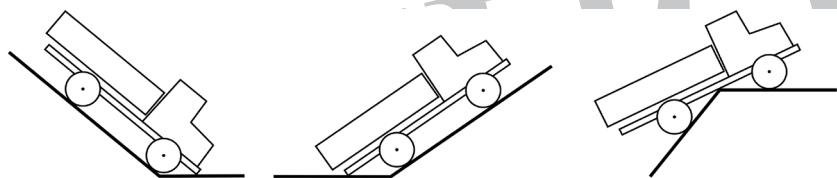


Рис. 2.54. Преодоление неровностей местности

**Дорожный просвет** — это расстояние  $h_d$  (рис. 2.55) от опорной поверхности 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.

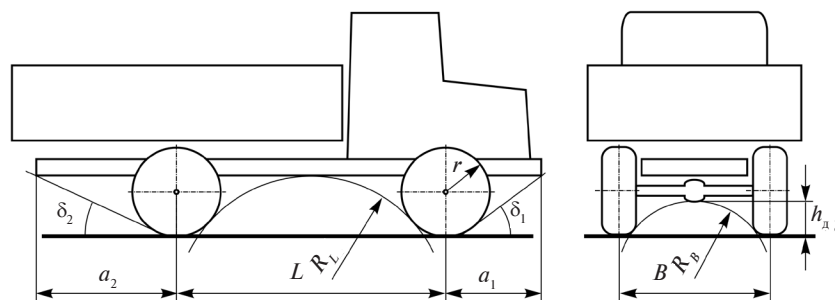


Рис. 2.55. Геометрические показатели проходимости

**Продольный радиус проходимости  $R_L$**  — 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 его средней части. С уменьшением продольной базы автомобиля  $L$  продольный радиус проходимости  $R_L$  уменьшается.

**Продольная 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.

**Поперечный радиус проходимости  $R_B$**  определяет проходимость через неровности, ширина которых соизмерима с колесом автомобиля. Чем меньше  $R_B$ , тем выше проходимость через препятствия такого типа. Зависит этот радиус от ширины колеи  $B$ .

**Передний  $a_1$  и задний  $a_2$  свесы** и углы **переднего  $\delta_1$  и заднего  $\delta_2$  свесов** характеризуют способность автомобиля преодолевать значительные неровности на пути движения при въезде на препятствие или при съезде с него, например, в случаях наезда на бугор, переезда через канаву и т. п. Свес определяют расстоянием между крайней точкой выступающей части автомобиля и осью колеса. Для определения углов  $\delta_1$  и  $\delta_2$  проводят касательные к окружностям колес и к таким точкам выступающих частей автомобиля, для которых эти углы минимальны.

**Радиус колеса  $r$**  определяет проходимость автомобиля через пороговые препятствия (рис. 2.56) и рвы, а также влияет на сопротивление движению по деформируемым грунтам. Чем больше радиус колеса, тем выше проходимость автомобиля.

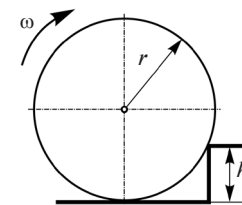


Рис. 2.56. Преодоление препятствия колесом

**Высота преодолеваемого препятствия  $h_n$**  зависит от радиуса колеса и его типа. Ведомые колеса значительно хуже преодоле-

вают пороговые препятствия, чем ведущие. Максимальная высота препятствия, преодолеваемого ведомым колесом, составляет  $(0,3...0,5)r$ , ведущим —  $(0,5...0,8)r$ .

Проходимость автомобиля в горизонтальной плоскости характеризует его *маневренность*. Для оценки маневренности используют следующие показатели: минимальный радиус поворота наружного колеса  $R_n$  (рис. 2.57); внешний габаритный радиус поворота  $R_{г.н}$ ; внутренний габаритный радиус  $R_{г.в}$ ; ширина габаритной полосы движения  $B_r = R_{г.н} - R_{г.в}$ .

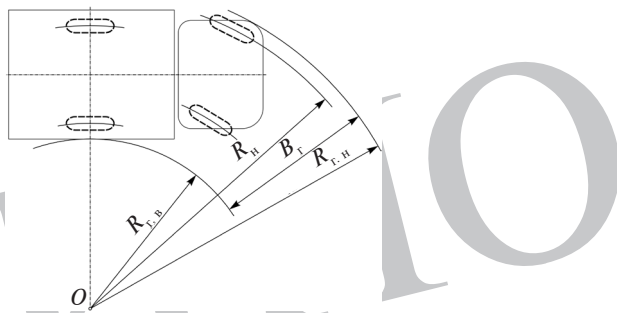


Рис. 2.57. Показатели маневренности автомобиля

Наиболее маневренны одиночные автомобили со всеми управляемыми колесами. Маневренность автопоездов значительно хуже маневренности одиночных автомобилей, так как прицеп (или полуприцеп) смещается к центру поворота.

**Тяговые и опорно-сцепные показатели проходимости.** Показатели опорно-сцепной проходимости характеризуют возможность движения автомобиля в тяжелых дорожных условиях и по деформируемым поверхностям. Опорно-сцепная проходимость автомобиля зависит от параметров и конструктивного исполнения механизмов и систем автомобиля, а также от несущих свойств опорной поверхности.

Показатели опорно-сцепной проходимости автомобиля тесно связаны с показателями тягово-скоростных свойств, характеризующими движение автомобиля в тяжелых дорожных условиях: максимальный динамический фактор автомобиля  $D_{max}$ , динамический фактор по сцеплению  $D_\phi$ , максимальный преодолеваемый подъем  $h_{max}$ , удельная мощность автомобиля  $N_{уд}$ .

*Динамический фактор* определяет сопротивление, которое автомобиль может преодолеть на данной передаче. Чем больше динамический фактор автомобиля, тем выше его проходимость.

*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 сходу. Для современных автомобилей удельная мощность составляет 9...15 кВт/т.

*Коэффициент сцепной массы  $k_\phi$*  — это отношение сцепной массы автомобиля к его полной массе:

$$k_\phi = \frac{m_\phi}{m}$$

Чем больше  $k_\phi$ , тем выше сила тяги по сцеплению. Для полноприводных автомобилей  $k_\phi = 1$ , для автомобилей с колесной формулой 4К2  $k_\phi \approx 0,6$ . Для повышения проходимости неполноприводных автомобилей центр масс смещают к ведущему мосту.

*Давление колес на дорогу* в значительной степени определяет проходимость автомобиля по легкодеформируемым грунтам. Среднее давление определяется отношением силы тяжести автомобиля, приходящейся на колесо, к площади контакта колеса с дорогой.

**Влияние конструкции автомобиля на его проходимость. Масса автомобиля.** Чем меньше масса автомобиля, тем выше его проходимость по мягким грунтам. Масса автомобиля определяет возможность движения по мостам и другим искусственным сооружениям на дорогах, а также преодоления ледяных перепадов. Кроме того, масса автомобиля оказывает влияние на такие факторы, как удельное давление, удельная мощность, нагрузка на ось и т. п.

**Распределение массы автомобиля между мостами** обычно выполняют так, чтобы нормальные нагрузки на все колеса были примерно одинаковы. Это способствует уменьшению потерь на качение.

**Трансмиссия.** Параметры трансмиссии оказывают существенное влияние на диапазон регулирования момента на ведущих колесах и скорости движения, на плавность изменения моментов и скоростей. Установка на автомобилях гидромеханических коро-

бок передач, электромеханических силовых передач, применение раздаточных коробок передач с понижающими передачами способствуют повышению проходимости на мягких грунтах за счет снижения максимальной скорости движения.

**Подвеска автомобиля** не должна допускать отрыва колес от дороги при движении по ровной местности. Независимая и балансирующая подвеска обеспечивает большой перекося мостов, что способствует повышению проходимости. Снижение жесткости и увеличение хода подвески уменьшают пределы изменения нормальных реакций при колебаниях кузова и улучшают сцепление колес с дорогой.

**Дифференциал.** При буксовании одного из ведущих колес моста (например левого) дифференциал распределяет крутящий момент следующим образом:

$$M_{\text{л}} = 0,5(M + M_{\text{тр}}); M_{\text{п}} = 0,5(M - M_{\text{тр}}),$$

где  $M_{\text{л}}$  и  $M_{\text{п}}$  – крутящие моменты на левом и правом колесах;  $M$  – крутящий момент на корпусе дифференциала;  $M_{\text{тр}}$  – момент от силы трения в дифференциале, возникающий из-за относительного движения его деталей.

С точки зрения проходимости, трение в дифференциале является полезным, так как позволяет передавать больший крутящий момент на небуксующее колесо. Суммарная сила тяги на двух ведущих колесах, соединенных дифференциалом, при этом

$$P_{\text{т}} = 2P_{\text{ф min}} + M_{\text{тр}} / r,$$

где  $P_{\text{ф min}}$  – сила тяги на колесе с минимальным сцеплением.

Трение в обычном коническом симметричном дифференциале невелико, поэтому сила тяги, определяемая колесом, имеющим меньшее сцепление с дорогой, может оказаться недостаточной для преодоления автомобилем сопротивления движению. В таких дифференциалах суммарная сила тяги за счет трения увеличивается всего на 4...6 %. В червячном и кулачковом дифференциалах трение значительно больше, и сила тяги возрастает на 10...15 %. Преимуществом дифференциалов повышенного трения является то, что они автоматически блокируются при буксовании колес, что позволяет преодолевать трудный участок без остановки автомобиля.

**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.

**Колеи передних и задних колес.** В случае несовпадения при движении по мягким грунтам колеи передних колес с колеями задних сопротивление движению возрастает. Несовпадение колеи может быть как у автомобилей со всеми одинарными колесами, так и у автомобилей с передними одинарными и задними двоячными 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 зависят 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 размер и форма поперечного сечения шины, конфигурация и размер рисунка протектора, давление воздуха в шине и возможность его регулирования, материал и число слоев корда, качество резины.

**Способы увеличения проходимости автомобиля.** Повышение проходимости автомобиля в плохих дорожных условиях или в условиях бездорожья может быть обеспечено установкой на колеса дополнительных устройств, увеличивающих сцепление с опорной поверхностью и уменьшающих сопротивление движению. По выполняемым функциям их условно можно разделить на четыре группы: цепи противоскольжения, уширители колес, легкоъемные гусеницы и устройства для самовытаскивания. Наибольшее распространение получили цепи противоскольжения. Они повышают сцепление колес с грунтом на 20...45 %. Уширители колес представляют собой специальные устройства, имеющие сильно развитые грунтозацепы, что позволяет уменьшить давление на грунт, снизить сопротивление движению и улучшить сцепление. Гусеницы обычно устанавливаются на колеса тележки среднего и заднего ведущих мостов трехосного автомо-

бия с колесной формулой 6К4 или 6К6. Проходимость автомобиля улучшается на 25...40 %.

Для преодоления особо тяжелых участков местности и крутых подъемов, а также для вытаскивания застрявшего автомобиля применяют лебедки. Их устанавливают на большинстве полноприводных автомобилей повышенной и высокой проходимости.

При движении по рыхлому снегу, песку или болотистому участку для снижения удельного давления понижают давление в шинах на время преодоления данного участка.



### Контрольные вопросы

1. Что такое проходимость и от каких факторов она зависит?
2. Назовите основные показатели геометрической проходимости автомобиля.
3. Назовите предельные значения высоты препятствия, преодолеваемого колесом.
4. Как проходимость зависит от конструкции автомобиля?
5. Назовите способы увеличения проходимости.

## 2.10. ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

*Плавность хода* – это совокупность свойств автомобиля, характеризующих его способность двигаться в заданном интервале скоростей без превышения норм виброн нагруженности водителя, пассажиров, грузов и конструктивных элементов автомобиля. Нормы виброн нагруженности устанавливаются такими, чтобы на дорогах, для которых предназначен автомобиль, колебания водителя и пассажиров не вызвали у них неприятных ощущений и быстрой утомляемости, а колебания грузов и элементов автомобиля не приводили к их повреждениям. Возникающие при движении автомобиля колебания, вызванные неровностями дороги, приводят к тому, что средняя скорость уменьшается на 40...50 %, межремонтный пробег – на 35...40 %, расход топлива увеличивается на 50...70 %, а себестоимость перевозок – на 50...60 %.

**Влияние колебаний автомобиля на организм человека.** Показатели плавности хода автомобиля характеризуют

ют воздействия колебаний на водителя, пассажиров, элементы конструкции и перевозимый груз. Особое внимание уделяется виброзащите человека. Колебания автомобиля оказывают неблагоприятные воздействия на организм человека, вызывая функциональные расстройства ряда внутренних органов, отражающиеся на его здоровье. Организм человека адаптирован к частотам колебаний 1,7...2,5 Гц при ускорении тела до 0,4g, что соответствует средней скорости пешехода. Изменение частоты и интенсивности колебаний может оказать серьезное влияние на состояние человека. Колебания с частотой 3...5 Гц вызывают реакции вестибулярного аппарата, расстройства сосудистой системы, укачивание (морскую болезнь). При частотах 4...11 Гц возникают резонансные колебания головы, желудка, печени, кишечника. Колебания с частотами 11...45 Гц приводят к ухудшению зрения, вызывают тошноту и рвоту. При частоте выше 45 Гц и определенной интенсивности возникает так называемая вибрационная болезнь.

Исследованиями установлено, что человек воспринимает колебания вестибулярным аппаратом, глазами, суставами и мышцами, кожей. Колебания передаются через костную ткань и могут действовать непосредственно на внутренние органы. Человеческий организм воспринимает воздействия колебаний по-разному в зависимости от их частоты. При низких частотах (до 15...20 Гц) он наиболее восприимчив к ускорениям, при средних частотах – к скоростям колебаний, при высоких частотах – к перемещениям. Наибольшая чувствительность отмечается к вертикальным колебаниям в диапазоне частот 4...8 Гц и горизонтальным – 1...2 Гц.

Допустимые значения виброускорений  $a$  в разных октавных полосах частот  $f$  регламентированы стандартом для восьмичасовой продолжительности рабочей смены, исходя из условий обеспечения производительной работы (рис. 2.58). Предельные ускорения по безопасности здоровья в 2 раза выше, а соответствующие комфортным условиям – в 3,15 раза ниже норм уровня производительной работы.

Максимальные и средние квадратические значения ускорений кузова определяют при вынужденных колебаниях, обусловленных внешними воздействиями, т. е. воздействиями неровностей дороги на колеса автомобиля. При испытаниях автомобиль должен двигаться с постоянной скоростью на прямолинейном

горизонтальном участке дороги. С помощью системы датчиков и измерительной аппаратуры регистрируются вертикальные и горизонтальные ускорения на сиденьях водителя и пассажиров, на полу кабины и в других точках автомобиля. Полученную информацию вводят в компьютер и по соответствующим алгоритмам определяют искомые показатели оценки плавности хода.

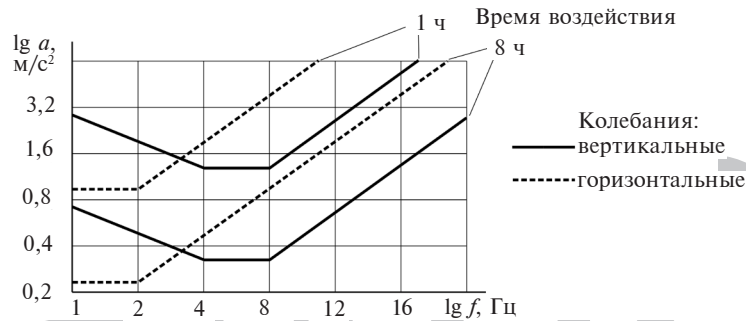


Рис. 2.58. Воздействие вертикальных и горизонтальных колебаний на организм человека

**Колебания автомобиля.** Колебания кузова автомобиля характеризуют следующими измерителями плавности хода:

*период колебаний  $t$*  — время, в течение которого кузов совершает полное колебательное движение;

*частота колебаний  $\omega = 1/t$* ;

*угловая частота  $f$*  — величина, численно равная произведению частоты колебаний  $\omega$  на  $2\pi$ ;  $f = 2\pi\omega = 2\pi/t$ ;

*амплитуда колебаний* — наибольшее отклонение (перемещение) от положения равновесия;

*скорость колебаний* — первая производная перемещения по времени, м/с;

*ускорение колебаний* — вторая производная перемещения по времени или первая производная скорости колебаний по времени, м/с<sup>2</sup>;

*среднее квадратическое ускорение колебаний  $a_{с.к.}$* , м/с<sup>2</sup>;

*скорость нарастания ускорений колебаний* — третья производная перемещения по времени или первая производная ускорения колебаний по времени, м/с<sup>3</sup>.

Автомобиль представляет собой сложную многомассовую механическую колебательную систему, в состав которой входят поддрессоренные массы кузова, водителя, пассажиров, груза и неподдрессоренные массы мостов. Взаимодействия масс осуществляются посредством упругих элементов подвески, шин и сидений, допускающих их взаимные перемещения. Например, кузов благодаря наличию упругих элементов подвески может совершать 6 видов движений относительно неподвижной системы координат XYZ, начало которой расположено в центре масс  $C$  кузова автомобиля (рис. 61). Линейные перемещения вдоль осей  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  называют соответственно *подергивание* ( $x_c$ ), *шатание* ( $y_c$ ), *подпрыгивание* ( $z_c$ ), а угловые перемещения кузова вокруг этих осей — соответственно *покачивание* ( $\alpha$ ), *галопирование* ( $\beta$ ), *вильяние* ( $\gamma$ ).

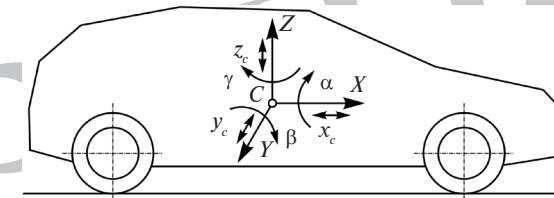


Рис. 2.59. Схема колебаний кузова автомобиля

Источниками возбуждения колебаний являются неровности дороги. Колебания кузова при этом можно рассматривать в качестве источника возбуждения колебаний водителя и пассажиров. Простейшая модель колебаний автомобиля включает поддрессоренную массу кузова и параметры упругих элементов подвески и шин.

На рисунке 2.60,  $a$  показана динамическая модель колебаний кузова в продольной плоскости автомобиля. Она представляет собой твердое тело с распределенной поддрессоренной массой, опирающееся на два упругих элемента с приведенной жесткостью  $c_{пр1}$  и  $c_{пр2}$ .

На кузов в точке  $A$  на расстоянии  $x$  от центра тяжести  $C$  действует возмущающая сила  $F_b$ . Под действием силы  $F_b$  упругие элементы деформируются на величину  $z_1$  и  $z_2$ , и кузов опускается и поворачивается на угол  $\alpha$  (положение 1). Если сила  $F_b$  приложена в центре упругости  $C_{п}$  (показана пунктиром), то поворота кузова не происходит (положение 2). *Центром упругости* системы назы-

вают точку, при приложении к которой внешней возмущающей силы возникает только линейное перемещение системы.

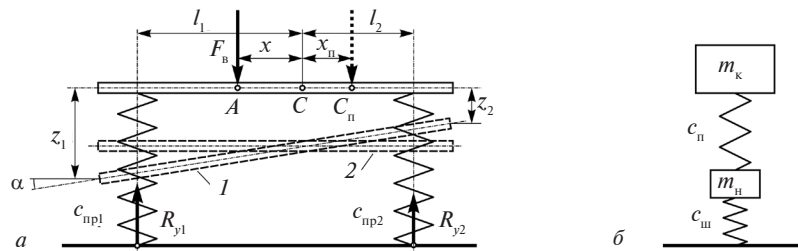


Рис. 2.60. Модель колебаний кузова (а) и схема для определения приведенной жесткости подвески (б)

Для определения приведенной жесткости упругого элемента  $c_{пр}$  рассмотрим схему (рис. 2.60, б), на которой изображена подрессоренная масса  $m_k$ , установленная на упругом элементе подвески с жесткостью  $c_n$ , и неподдресоренная масса  $m_n$ , установленная на упругом элементе шины с жесткостью  $c_ш$ . Подвеска деформируется под действием силы тяжести  $m_k g$ , а шина – под действием суммарной силы тяжести  $(m_k + m_n)g$ . Тогда суммарная деформация шины и подвески составит

$$z = \frac{m_k g}{c_n} + \frac{(m_k + m_n)g}{c_ш}.$$

Пренебрегая массой  $m_n$ , которая значительно меньше массы  $m_n$ , определим жесткость  $c_{пр}$ :

$$c_{пр} = \frac{c_n c_ш}{c_n + c_ш}.$$

Приложив силу  $F_B$  в произвольной точке  $A$ , из условия равновесия относительно центра тяжести определим расстояние  $x$ :

$$x = \frac{c_{пр1} z_1 l_1 + c_{пр2} z_2 l_2}{c_{пр1} z_1 + c_{пр2} z_2}.$$

Если сила  $F_B$  приложена в центре упругости, то  $x = x_n$  и  $z_1 = z_2$  и расстояние от центра упругости до центра тяжести

$$x_n = \frac{c_{пр1} l_1 + c_{пр2} l_2}{c_{пр1} + c_{пр2}}.$$

Заменим модель кузова, представленную на рисунке 2.60, а, трехмассовой моделью, связанной невесомым стержнем, у которой массы  $m_1$  и  $m_2$  расположены на расстоянии  $l_1$  и  $l_2$  от центра тяжести кузова, а масса  $m_3$  – в центре тяжести (рис. 2.61, а).

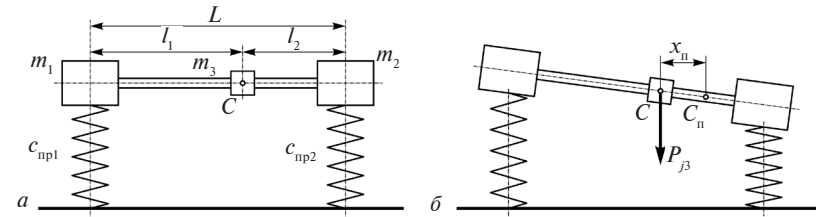


Рис. 2.61. Трехмассовая модель колебаний кузова: а – неподвижное состояние; б – состояние колебаний

Для совпадения моделей должны быть выполнены условия:

– сумма трех масс равна массе кузова  $m_k$ :

$$m_1 + m_2 + m_3 = m_k;$$

– центр тяжести системы совпадает с центром тяжести кузова:

$$m_1 l_1 = m_2 l_2;$$

– момент инерции системы относительно оси  $u$  равен моменту инерции кузова:

$$m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 = m_k \rho_k^2,$$

где  $\rho_k$  – радиус инерции кузова.

Из этих условий определим массы  $m_1$ ,  $m_2$  и  $m_3$ :

$$m_1 = \frac{m_k \rho_k^2}{l_1 L}; \quad m_2 = \frac{m_k \rho_k^2}{l_2 L}; \quad m_3 = m \left( 1 - \frac{m_k \rho_k^2}{l_1 l_2} \right).$$

Если отклонить стержень от положения равновесия, а затем отпустить, то он начнет совершать колебательные движения (рис. 2.61, б). В результате появится сила инерции  $P_{j3}$ , которая создаст момент относительно центра упругости  $C_n$ :

$$M_{j3} = P_{j3} x_n = m_3 a x_n,$$

где  $a$  – ускорение массы  $m_3$ .

Момент  $M_{j3}$  способствует возникновению галопирования. Он равен нулю, если  $m_3 = 0$  или  $x_n = 0$ . Последнее достигается при условии

$$\frac{c_{пр1}}{c_{пр2}} = \frac{l_2}{l_1}.$$

Следовательно, жесткость подвесок необходимо подбирать 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 вертикально без галопирования.

**Способы повышения плавности хода автомобиля.** На автомобилях используют зависимые и независимые подвески с различными типами упругих элементов — металлическими, резиновыми, пневматическими. Независимая подвеска является эффективным средством борьбы с колебаниями управляемых колес, а также улучшает плавность хода и устойчивость движения, что обусловлено независимыми перемещениями колес, снижением величины неподрессоренных масс, увеличением хода подвески и уменьшением вероятности отрыва колес от дороги. В качестве упругого элемента независимой подвески используют пружины, пневмоэлементы, торсионы. Пружины и торсионы имеют большую долговечность, практически не имеют внутреннего трения, просты в изготовлении и не нуждаются в техническом обслуживании. Пневмоподвеска обеспечивает высокую плавность хода благодаря характеру изменения упругой характеристики, а также возможности регулирования в широких пределах жесткости и высоты подвески.

Чем ниже жесткость подвески и шин, тем выше плавность хода. На жесткость шины влияет ее конструкция, ширина профиля и давление воздуха в ней.

Конструкция амортизаторов, их число и расположение оказывают влияние как на плавность хода, так и на безопасность движения.

Сиденья снабжают устройствами регулирования положения подушки и спинки, позволяющими обеспечить удобную позу человека, в которой снижаются неблагоприятные воздействия колебаний на его организм. Значительное влияние на комфор-

табельность оказывают коэффициенты жесткости подушки и спинки сиденья. У грузовых автомобилей выполняют подвеску сиденья на упругих элементах. Для эффективного гашения колебаний водителя на резонансных режимах в системе подвески сиденья устанавливают гидравлический амортизатор.



### Контрольные вопросы

1. Какое влияние оказывают колебания на организм человека?
2. Перечислите измерители колебаний кузова автомобиля.
3. Какие виды движения может совершать кузов при колебаниях?
4. Как определяется приведенная жесткость подвески?
5. Как следует подбирать параметры подвески для снижения галопирования?
6. Назовите способы повышения плавности хода автомобиля.

## ЛИТЕРАТУРА

- Вахламов, В.К.** Теория и конструкция автомобиля и двигателя : учеб. / В.К. Вахламов, М.Г. Шатров, А.А. Юрчевский. М. : Издательский центр «Академия», 2003.
- Гришкевич, А.И.** Автомобиль. Теория : учеб. / А.И. Гришкевич. Минск : Выш. шк., 1986.
- Диагностирование** автомобилей. Практикум : учеб. пособие / А.Н. Карташевич [и др.] ; под ред. А.Н. Карташевича. Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2011.
- Жарский, М.А.** Гидравлика и гидропривод : пособие / М.А. Жарский. Минск : Экоперспектива, 2010.
- Карташевич, А.Н.** ДВС. Основы теории и расчета : учеб. пособие / А.Н. Карташевич, Г.М. Кухаренок. Горки : БГСХА, 2011.
- Карташевич, А.Н.** Топливо, смазочные материалы и технические жидкости : учеб. пособие / А.Н. Карташевич, В.С. Товстыка, А.В. Гордеенко. Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2015.
- Карташевич, А.Н.** Тракторы и автомобили. Конструкция : учеб. пособие / А.Н. Карташевич, О.В. Понталев, А.В. Гордеенко. Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2013.
- Ларионов, Н.Н.** Общая теплотехника : учеб. пособие / Н.Н. Ларионов. М. : Стройиздат, 1975.
- Литвинов, А.С.** Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств : учеб. / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. М. : Машиностроение, 1989.
- Сазонов, И.С.** Теория автомобиля : учеб. пособие / И.С. Сазонов, В.А. Ким, Ки Йонг Чой. Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2017.
- Стуканов, В.А.** Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля : учеб. пособие / В.А. Стуканов. М. : ФОРУМ : ИНФРА-М, 2005.
- Тарасик, В.П.** Теория автомобилей и двигателей : учеб. пособие / В.П. Тарасик, М.П. Бренч. Минск : Новое знание, 2004.
- Теория и конструкция автомобиля** : учеб. / В.А. Иларионов [и др.] ; под ред. В.А. Иларионова. М. : Машиностроение, 1985.
- Устройство тракторов** : учеб. пособие / А.Н. Карташевич [и др.] ; под ред. А.Н. Карташевича. Минск : РИПО, 2016.
- Штеренлихт, Д.В.** Гидравлика : учеб. / Д.В. Штеренлихт. М. : Колос, 2005.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ . . . . .	3
1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И КОНСТРУКЦИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ . . . . .	8
1.1. Основы технической термодинамики . . . . .	8
1.2. Идеальные циклы двигателей . . . . .	15
1.3. Действительные циклы . . . . .	19
1.4. Энергетические, экономические и экологические показатели двигателя . . . . .	46
1.5. Тепловой баланс двигателя . . . . .	54
1.6. Гидродинамика . . . . .	57
1.7. Смесеобразование в двигателях с искровым зажиганием . . . . .	64
1.8. Смесеобразование в дизельных двигателях. . . . .	75
1.9. Кинематика кривошипно-шатунного механизма . . . . .	86
1.10. Динамика кривошипно-шатунного механизма . . . . .	95
1.11. Конструкция кривошипно-шатунного механизма . . . . .	110
1.12. Конструкция газораспределительного механизма . . . . .	119
1.13. Конструкция систем охлаждения, смазки и питания двигателя . . . . .	130
1.14. Характеристики двигателей . . . . .	144
1.15. Испытания двигателей . . . . .	152
1.16. Перспективы развития конструкций автомобильных двигателей. . . . .	161
2. ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЕЙ. . . . .	179
2.1. Эксплуатационные свойства автомобилей . . . . .	179
2.2. Силы, действующие на автомобиль при его движении . . . . .	181
2.3. Тяговая динамика автомобиля. . . . .	209
2.4. Испытания автомобиля на динамичность . . . . .	233
2.5. Тормозная динамика автомобиля . . . . .	236
2.6. Топливная экономичность автомобиля . . . . .	255
2.7. Устойчивость автомобиля . . . . .	265
2.8. Управляемость автомобиля . . . . .	278
2.9. Проходимость автомобиля . . . . .	292
2.10. Плавность хода автомобиля. . . . .	298
ЛИТЕРАТУРА . . . . .	306

*Учебное издание*

**Карташевич** Анатолий Николаевич  
**Кухаренок** Георгий Михайлович  
**Рудашко** Александр Александрович

# ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЕЙ И ДВИГАТЕЛЕЙ

**Учебное пособие**

Редактор *Л.Э. Татьянак*  
Технический редактор *С.Л. Прокопцова*  
Корректор *Н.Я. Суходрева*  
Дизайн обложки *Е.Н. Самусевич*

Подписано в печать **\*\*.\*\*\*.2018**. Формат 60×84/16.  
Гарнитура «TimesET». Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 17,95. Уч.-изд. л. 14,69.  
Тираж 400 экз. Заказ 163.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Республиканский институт профессионального образования.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий  
№ 1/245 от 27.03.2014.  
Ул. К. Либкнехта, 32, 220004, Минск. Тел.: 226 41 00, 200 43 88.

Отпечатано в Республиканском институте  
профессионального образования.  
Тел. 200 69 45