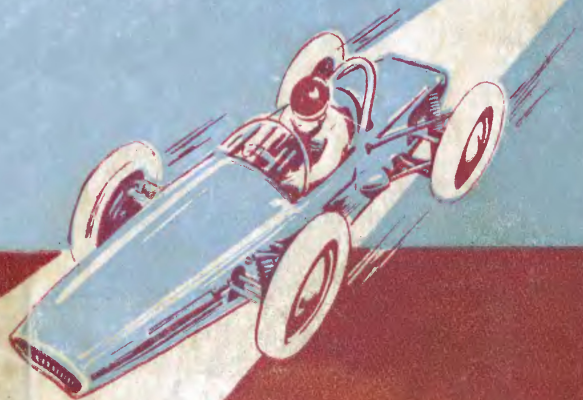


С. ГЛАЗУНОВ



СКОРОСТНЫЕ АВТОМОБИЛИ

ИЗДАТЕЛЬСТВО ДОСААФ • МОСКВА • 1964

С. В. ГЛАЗУНОВ

СКОРОСТНЫЕ АВТОМОБИЛИ

(Типы и конструкции)

Alexander Vostokov's Digital Library
Document No.5628
E-mail: analogaudio@narod.ru
URL: <http://www.analogaudio.narod.ru>

ИЗДАТЕЛЬСТВО ДОСААФ
МОСКВА — 1964

В книге дана классификация современных скоростных автомобилей и описаны наиболее интересные их образцы. Основное внимание уделено анализу конструктивных особенностей скоростных автомобилей, их агрегатов и механизмов, а также изложены требования, предъявляемые к основным механизмам и агрегатам, и даны рекомендации рационального выбора некоторых элементов конструкции скоростных автомобилей.

Книга предназначена для автомобилистов-спортсменов и специалистов автомобильного дела, работающих в области постройки и испытаний отечественных скоростных автомобилей.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время автомобильный спорт получил значительное развитие. Широкие слои населения во всех странах проявляют к автомобильным соревнованиям все возрастающий спортивный и технический интерес.

Особенно большое внимание развитию конструкции скоростных автомобилей и организации автомобильных соревнований уделяется в Европе. В Советском Союзе автомобильный спорт также с каждым годом получает все большее развитие и сопровождается пока еще небольшими, но уверенными успехами.

Автомобильный спорт воспитывает волевых, смелых и физически тренированных людей. В техническом отношении значение автомобильного спорта состоит в том, что он позволяет в наиболее трудных условиях выявить основные качества автомобилей различных конструкций — надежность, динамические показатели и др. При этом получение сравнительных результатов достигается наглядно в присутствии многочисленных зрителей и в кратчайшее время.

Автомобильные заводы, как правило, имеют различные технические направления конструирования и постройки серийных, а также скоростных автомобилей. Поэтому часто во время автомобильных соревнований одновременно разыгрывается и борьба различных инженерных идей, лучшие из которых определяются не дискуссией в зале заседаний, а практически — спортивными результатами.

Несмотря на различие условий, в которых развивает-

ся автомобильный спорт в капиталистических странах и в Советском Союзе, ознакомление с особенностями конструкций зарубежных скоростных автомобилей представляет для наших спортсменов и конструкторов безусловный технический интерес. Известно, что в конструкции современных легковых автомобилей был внесен целый ряд изменений и усовершенствований, апробированных раньше на специальных спортивных автомобилях. В связи с этим наиболее интересны конструкции скоростных автомобилей, изготавливаемых заводами. Конструкции отдельных узлов и агрегатов таких автомобилей в известной степени могут рассматриваться как перспективные для будущих легковых автомобилей серийного и массового производства.

Большинство скоростных автомобилей изготавливают европейские автомобильные заводы. Американские заводы еще только приступают к разработке и постройке скоростных автомобилей, пригодных для участия в европейских соревнованиях.

Значительный прогресс в области конструирования и изготовления скоростных автомобилей в Европе, достигнутый в последние годы, в большей мере обязан исследованиям, проводимым автомобильными заводами и научными институтами.

В Советском Союзе автомобильным спортом, созданием и совершенствованием скоростных автомобилей в большинстве случаев занимаются отдельные спортсмены и спортивные организации. В этих условиях необходимость информации о проводимых за рубежом работах в области совершенствования конструкций скоростных автомобилей весьма актуальна. Это необходимо особенно теперь, когда Советский Союз является членом Международной автомобильной федерации и начинает принимать участие в международных автомобильных соревнованиях.

В предлагаемой читателю книге рассматриваются типаж и классификация современных скоростных автомобилей, а также конструкции их наиболее прогрессивных образцов. Более подробно исследованы конструктивные особенности скоростных автомобилей, их агрегатов и механизмов.

Из-за ограниченного объема данная книга не включает подробное описание конструкций всех узлов и ме-

ханизмов скоростного автомобиля и не рассматривает все проблемы, возникающие перед конструктором. Автор затрагивает лишь проблемы, имеющие наибольшее значение в деле совершенствования конструкции и форсировки двигателей, а также выбора агрегатов и механизмов шасси скоростных автомобилей.

При написании книги использован некоторый практический опыт работы экспериментально-исследовательского бюро скоростных автомобилей Московского автомобильного завода имени И. А. Лихачева, а также рекомендации, содержащиеся в статьях, опубликованных в зарубежных автомобильных журналах.

Все замечания и пожелания, касающиеся содержания настоящей книги, автор примет с признательностью и просит направлять их в Издательство ДОСААФ.

СКОРОСТНЫЕ АВТОМОБИЛИ И ИХ ЗНАЧЕНИЕ

Скоростными называют особо быстроходные автомобили, предназначенные для спортивных целей. Естественно поэтому, что конструкция скоростного автомобиля разрабатывается с учетом всех достижений современной автомобильной техники. В зависимости от типа и класса скоростной автомобиль конструируется либо на агрегатах серийной модели легкового автомобиля, либо проектируется специально.

Техническое совершенство конструкции скоростного автомобиля оценивают величиной литровой мощности двигателя и удельным весом автомобиля. Эти показатели значительно различаются у скоростных автомобилей различных классов.

Наряду с большой максимальной скоростью скоростной автомобиль должен иметь высокий динамический фактор и мощные, приспособленные для частой и интенсивной работы тормоза, так как соревнования на большие дистанции и на кольцевых трассах требуют от автомобиля хорошей приемистости при разгонах, а также частых и особо интенсивных торможений перед крутыми поворотами. Не менее важными элементами конструкции скоростного автомобиля являются механизмы рулевого управления и ходовой части, существенно влияющие на устойчивость и управляемость автомобиля, особенно на высоких скоростях движения.

Проектирование, постройка и испытание скоростных автомобилей дают большой и ценный опыт, используе-

мый затем при проектировании очередных моделей легковых автомобилей, так как при разработке скоростного автомобиля учитываются и реализуются все новейшие достижения автомобильной техники (в конструкции и технологии изготовления).

Если рассматривать легковой автомобиль сегодняшнего дня с точки зрения технического совершенства и удобства эксплуатации, то можно установить, что все прогрессивные элементы его конструкции позаимствованы от гоночных или спортивных автомобилей. В качестве примеров можно назвать высокую литровую мощность двигателей, независимые подвески колес и стабилизацию управляемых колес, обтекаемые формы кузовов, дисковые тормоза и др.

Скоростные автомобили могут служить объектами для экспериментальной проверки допустимых форсировок двигателей и других агрегатов.

Вопрос о безопасности движения на больших скоростях будущего легкового автомобиля прежде всего может найти решение при разработке мероприятий, гарантирующих устойчивость и управляемость скоростного автомобиля. Хорошее держание дороги и легкость управления одинаково необходимы как для скоростных, так и для обычных легковых автомобилей. Ежегодный рост протяженности дорог с усовершенствованным покрытием и специальных автострад, допускающих длительное движение автомобилей с высокими скоростями, предъявляет к конструкции механизмов рулевого управления, тормозов, подвески автомобиля и шин особые требования. Но именно с этими требованиями в первую очередь сталкиваются инженер и спортсмен, работающие над постройкой и испытанием скоростного автомобиля.

Продолжительное движение легкового автомобиля с большой скоростью на хорошей автомобильной дороге, не загруженной движением транспорта, требует повышенной прочности и теплостойкости деталей кривошипно-шатунного и распределительного механизмов двигателя. Повышаются требования также и к системам охлаждения воды и масла.

Двигатели и агрегаты силовой передачи скоростных автомобилей работают в условиях переменных нагрузок, быстро возрастающих от нуля до максимума и часто дей-

ствующих в течение продолжительного времени. Величины этих нагрузок могут считаться предельными для расчета напряжений в деталях соответствующих агрегатов серийных легковых автомобилей.

Применяемые в конструкциях агрегатов и механизмов скоростных автомобилей облегченные детали могут служить примерами при выборе форм и размеров соответствующих деталей серийных автомобилей. Уменьшение веса серийных легковых автомобилей остается важной проблемой. Вес современного легкового автомобиля—200—300 кг на одного пассажира—пока еще чрезмерно велик. Снижение веса улучшает динамические и экономические показатели автомобиля и обеспечивает экономию металлов, расходуемых на его постройку.

Из сказанного следует, что проектирование, доводка конструкции и анализ результатов соревнований скоростных автомобилей дадут опыт и знания, необходимые специалистам для дальнейшего совершенствования конструкций отечественных серийных легковых автомобилей.

ТИПЫ СКОРОСТНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

КЛАССИФИКАЦИЯ СКОРОСТНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Скоростные автомобили, принимающие участие в спортивных соревнованиях, с 1963 г. подразделяются на следующие типы:

1. Рекордно-гоночные.
2. Дорожно-гоночные.
3. Спортивные, экспериментальные или прототипы.
4. Туристские.

Автомобили каждого типа, в свою очередь, классифицируются в зависимости от рабочего объема двигателя. Для рекордно-гоночных и дорожно-гоночных автомобилей приняты следующие 11 классов:

класс А	— рабочий объем двигателя	свыше	8 000 см ³
» В	»	»	от 5 000 до 8 000 см ³
» С	»	»	» 3 000 » 5 000 »
» D	»	»	» 2 000 » 3 000 »
» E	»	»	» 1 500 » 2 000 »
» F	»	»	» 1 100 » 1 500 »
» G	»	»	» 750 » 1 100 »
» H	»	»	» 500 » 750 »

класс I	рабочий объем двигателя	от	350 до	500 см ³
» J	»	»	» 250	» 350 »
» K	»	»	»	» 250 »

В соответствии с приведенной классификацией производится регистрация рекордов скорости и организуются другие соревнования автомобилей, имеющих поршневые двигатели внутреннего сгорания.

Принцип деления скоростных автомобилей на классы только по рабочему объему их двигателей оправдан тем, что создает для всех участников примерно одинаковые шансы на победу. При этом конструктору предоставляются большие возможности улучшать динамику автомобиля, форсируя его двигатель для получения наивысшей мощности с литра рабочего объема.

Для спортивных автомобилей (прототипов) и туристских автомобилей с 1960 г. принято несколько иное деление на классы по рабочему объему двигателей. Для этих автомобилей предусмотрено 15 классов, а именно:

класс 1	— рабочий объем двигателя	от	до	400 см ³
» 2	»	»	» 400	» 500 »
» 3	»	»	» 500	» 600 »
» 4	»	»	» 600	» 700 »
» 5	»	»	» 700	» 850 »
» 6	»	»	» 850	» 1 000 »
» 7	»	»	» 1 000	» 1 150 »
» 8	»	»	» 1 150	» 1 300 »
» 9	»	»	» 1 300	» 1 600 »
» 10	»	»	» 1 600	» 2 000 »
» 11	»	»	» 2 000	» 2 500 »
» 12	»	»	» 2 500	» 3 000 »
» 13	»	»	» 3 000	» 4 000 »
» 14	»	»	» 4 000	» 5 000 »
» 15	»	»	» свыше	» 5 000 »

Особая классификация принята также для дорожно-гоночных автомобилей, участвующих в соревнованиях на «Большой приз». В этих специальных международных соревнованиях на первенство мира среди гонщиков допускается участие гоночных автомобилей с двигателями только определенного рабочего объема, а иногда и ограничение общего веса автомобиля. Для этих автомобилей в 1963 г. Международной автомобильной федерацией (ФИА) установлена следующая классификация (так называемые формулы):

формула I — с двигателями рабочего объема от 1 300 до 1 500 см³, без нагнетателей, при минимальном весе автомобиля 450 кг;

формула II — с двигателями рабочего объема до $1\,000\text{ см}^3$, без нагнетателей, при минимальном весе 420 кг;

формула III — для автомобилей нового типа «Юниор» (см. ниже).

Федерация автомобильного спорта СССР, кроме того, утвердила для гоночных автомобилей еще свободную формулу*, допускающую применение двигателя любого рабочего объема. Эта формула позволяет строить гоночные автомобили с любыми двигателями, выпускаемыми отечественными автомобильными заводами.

Дополнительные специальные классификации отдельных типов скоростных автомобилей, периодически вводимые ФИА, значительно влияют на развитие конструкций автомобилей. Так, например, включение в общую классификацию автомобилей с двигателями рабочего объема от 250 до 500 см^3 (классы I, J и K) содействовало развитию серийного производства малолитражных автомобилей. Первоначально малолитражные автомобили строились только для установления рекордов, а в последние годы такие автомобили с двигателями рабочего объема до 500 см^3 широко применяются в различных спортивных соревнованиях, в том числе и в соревнованиях туристских автомобилей.

Утверждение Международной автомобильной федерацией новой гоночной формулы III для автомобилей нового типа «Юниор»** явилось важным событием в истории автомобильного спорта. Эта формула была предложена по инициативе Итальянского автомобильного клуба в 1958 г. Автомобиль данной формулы характеризовался как одноместный, спроектированный и построенный на базе агрегатов любого, официально выпускаемого серийного легкового автомобиля.

Первоначально новой формуле придавался узконациональный, итальянский характер. Однако в дальнейшем, после длительной дискуссии о параметрах, характеризующих конструкцию автомобиля типа «Юниор», формула была утверждена ФИА и объединила автомо-

били двух классов — с двигателями рабочего объема до $1\,000\text{ см}^3$ при общем весе 360 кг и с двигателями рабочего объема до $1\,100\text{ см}^3$ при общем весе 400 кг.

Причиной, побудившей Международную автомобильную федерацию утвердить новую гоночную формулу, послужило значительное сокращение выпуска больших гоночных автомобилей ввиду высокой стоимости их изготовления и ограниченного интереса к ним со стороны автомобилистов-спортсменов. К тому же новая формула предоставляла возможность молодым, начинающим спортсменам участвовать в автомобильных гонках, учиться и готовиться к участию в гонках на «Большой приз».

В зарубежной классификации гоночных автомобилей существует еще одна формула — межконтинентальная, предусматривающая автомобили с двигателями рабочего объема до $4\,000\text{ см}^3$ при верхнем распределительном вале и рабочего объема свыше $4\,000\text{ см}^3$ при верхних клапанах, управляемых через толкающие штанги от нижнего распределительного вала.

Учитывая появление в автомобильной технике принципиально новых типов двигателей, в последнее время в классификацию рекордно-гоночных автомобилей включены также автомобили, имеющие газотурбинные двигатели.

Для автомобилей с газотурбинными двигателями Федерации автомобильного спорта СССР установлены три класса: первый для автомобилей, весящих до 500 кг, второй — для автомобилей, весящих до 1 000 кг, и третий — для автомобилей, весящих свыше 1 000 кг. Других критериев для классификации этих автомобилей не установлено, поскольку их конструкция окончательно не отработана.

Автомобили с газотурбинными двигателями пока еще не участвуют в скоростных соревнованиях наравне с прочими скоростными автомобилями и предназначаются главным образом для установления рекордов скорости.

КОНСТРУКЦИИ СКОРОСТНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ И КЛАССОВ

Назначение и области использования скоростных автомобилей, охваченных рассмотренной выше классифи-

* Свободная формула — отсутствие регламента на конструктивные показатели автомобиля.

** В переводе «Юниор» — «малый», «молодой», «младший».

каций, существенно различны, поэтому различны и их конструкции.

Ниже сделан обзор конструкций скоростных автомобилей, причем в качестве примеров выбраны наиболее интересные образцы, на которых были достигнуты выдающиеся спортивные результаты.

Сверхскоростные и рекордные автомобили

Рекордно-гоночные автомобили характеризуются специфичностью конструкции и строятся специально для установления какого-либо рекорда скорости. При этом рекордной принимается наивысшая скорость движения

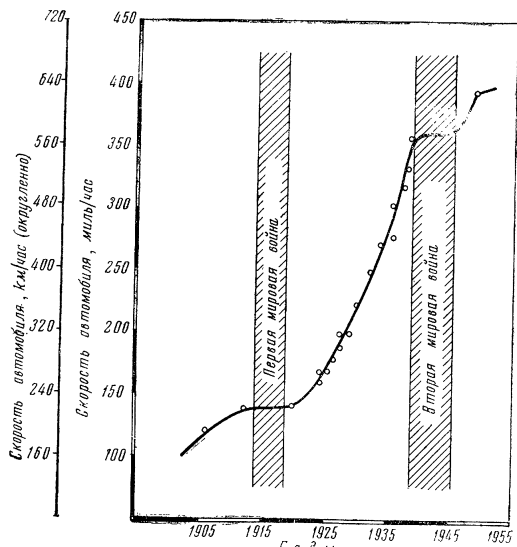


Рис. 1. Изменение абсолютного рекорда скорости на автомобиле по годам

автомобиля при прохождении установленной дистанции (не менее одного километра) или за определенное время (не менее одного часа), официально зарегистрированная судьейским аппаратом данных соревнований.

Изменение абсолютного рекорда скорости по годам приведено на графике рис. 1.

Можно отметить три группы рекордных автомобилей:

а) сверхскоростные автомобили для побития абсолютного мирового рекорда скорости или так называемого «сухопутного скоростного рекорда», имеющие уникальные конструкции;

б) рекордно-гоночные автомобили средних классов от В до Е (см. стр. 8), наиболее близко подходящие по конструкции к конструкциям дорожно-гоночных автомобилей;

в) рекордно-гоночные автомобили младших классов (I, J и K), имеющие самые разнообразные конструкции. Сверхскоростные автомобили («болиды») представляют собой образцы совершенно особой компоновки и ничем не ограничиваемой конструкции. Эти автомобили обычно снабжаются несколькими двигателями авиационного типа, развивающими тысячи лошадиных сил. Вес таких автомобилей составляет несколько тонн.

В табл. 1 даны некоторые параметры сверхскоростных автомобилей, на которых в прошлом были установлены абсолютные рекорды скорости.

Таблица 1

Параметры сверхскоростных автомобилей

Фирма и модель автомобиля	Название автомобиля	Расположение и число цилиндров двигателя	Рабочий объем двигателя, л	Суммарная мощность двигателей, л.с.	Вес автомобиля, кг	Рекордная скорость, км/час	Год установления рекорда
1	2	3	4	5	6	7	8
«Непир»	„Синяя птица-1“	W12×1	24,0	450	—	282,6	1927
«Санним» «Уайт»	„Три-плекс“	V12×2	2×22,0	1 000	—	327,9	1927
		V12×3	3×27,0	1 200	—	333,9	1928

Фирма и модель автомобиля	Название автомобиля	Число цилиндров двигателя	Рабочий объем двигателя, л.	Суммарная мощность двигателей, л. с.	Вес автомобиля, кг	Рекордная скорость, км/час	Год установления рекорда
1	2	3	4	5	6	7	8
«Эрвинг-Шешел»	„Золотая стрела“	W12	24,0	935	—	372,5	1929
«Непир-Кемпбелл»	„Синяя птица-3“	W12	24,0	1 450	—	408,6	1932
«Роллс-Ройс-Кемпбелл»	„Синяя птица-4“	V12	36,6	2 500	4 500	438,5	1933
«Роллс-Ройс»	„Синяя птица-5“	V12	36,6	2 500	4 500	484,5	1935
«Роллс-Ройс-Эйстон»	„Молния“	V12×2	2×36,6	4 700	7 000	502,4	1937
«Роллс-Ройс»	„Молния“	V12×2	2×36,6	5 000	7 000	575,2	1938
«Непир-Рельтон»	—	W12×2	2×24	2 500	3 000	595,0	1939
«Непир-Рельтон»	—	W12×2	2×24	2 900	3 000	634,3	1947

Значительное отличие компоновки и конструкции сверхскоростных автомобилей от прочих скоростных автомобилей постепенно привело к тому, что они выделились в особую группу, а поэтому перестали представлять интерес с точки зрения общего прогресса автомобильной техники. Можно считать, что единственной целью постройки сверхскоростных автомобилей являлось и является повышение национального престижа страны.

До сих пор изготовлением сверхскоростных автомобилей и организацией рекордных заездов занимались главным образом в Англии. Последний такой автомобиль был спроектирован и построен конструктором Р. Рельтоном; максимальная скорость, достигнутая автомобилем на дистанции 1 миля (1609 м), составила 634,26 км/час. Этот рекорд, установленный англичанином Джоном Кобб в сентябре 1947 г., не побит до сих пор.

В настоящее время мировой рекорд скорости собираются побить четыре претендента.

Первый претендент — англичанин Дональд Кемпбелл, сын известного гонщика Малькольма Кемпбелла,

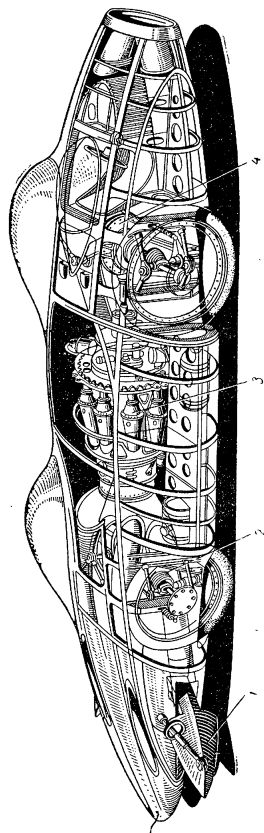


Рис. 2. Рекордный автомобиль Д. Кемпбелла:
1 — воздушный тормоз; 2 и 4 — главная передача; 3 — газотурбинный двигатель

установившего в прошлом (начиная с 1923 г.) ряд абсолютных мировых рекордов скорости. Автомобиль «Синяя птица» Д. Кемпбелла представляет собой «бодид» с обтекаемым кузовом, отличающимся тщательно разработанными аэродинамическими формами (рис. 2). Эта модель автомобиля «Синяя птица» имеет некоторые отличия от первого образца, на котором Д. Кемпбелл потерпел аварию в 1960 г. в Боневиле на Соляном озере, достигнув, однако, за 24 сек. при заезде с места скорости около 650 км/час.

Автомобиль оборудован газотурбинным двигателем «Протеус» фирмы «Бристоль», развивающим мощность около 5 100 л.с. и крутящий момент 336 кгм. Число оборотов в минуту вала турбины составляет 11 100, что соответствует расчетной скорости 770 км/час. Общий вес заправленного автомобиля около 4 500 кг, наибольшая длина превышает 9 м. Дисковые тормоза фирмы «Гирилинг» позволяют после достижения рекордной скорости остановить автомобиль на участке длиной 6,5 км, используя при этом также и два воздушных тормоза. На колесах автомобиля смонтированы шины фирмы «Денлоп», испытанные на специально спроектированной установке при скорости свыше 800 км/час. Для предупреждения потери управления и произвольного заноса автомобиля в случае нарушения равномерности вращения одного из четырех ведущих колес применены блокирующие дисковые дифференциалы.

Центр тяжести автомобиля новой модели смещен в сторону передних колес и предусмотрены специальные устройства для изменения положения центра тяжести, если это потребует в процессе предварительных испытаний. Кузов автомобиля оборудован вертикальным килем (на рис. не показан), введенным дополнительно для лучшей стабилизации автомобиля. Киль съемный и может быть удален, если повышение устойчивости автомобиля будет сопровождаться значительным увеличением сопротивления воздуха.

Новый заезд на побитие рекорда скорости Д. Кемпбелл предполагал осуществить в 1963 г. в Южной Австралии в районе озера Эйр, 700 км севернее города Аделаиды. Преимуществом новой трассы является то, что она длиннее (36 км) трассы в Боневиле (11 км).

Второй претендент на побитие абсолютного рекорда

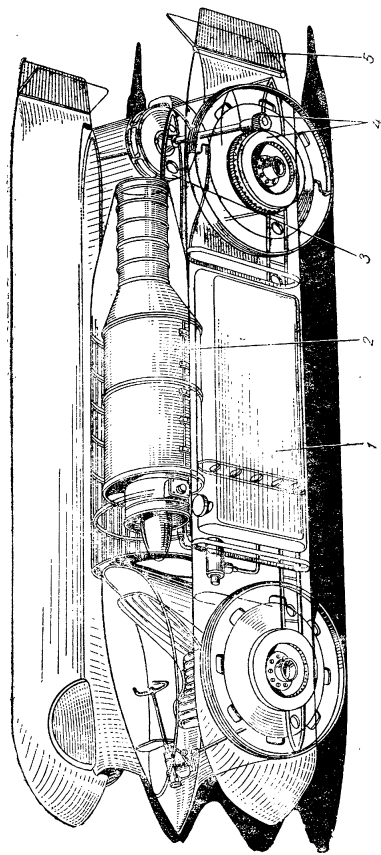


Рис. 3. Рекордный автомобиль Л. Шмидта: 1 — топливный бак; 2 — газотурбинный двигатель; 3 — дополнительная газовая турбина для привода воздушных колес; 4 — редуктор; 5 — воздушный тормоз

скорости — американец Н. Остих. Его автомобиль оборудован газотурбинным двигателем фирмы «Дженерал-Электрик», развивающим мощность до 5 000 л.с. Однако Н. Остиху не удастся официально зарегистрировать достигнутую им скорость как абсолютный мировой рекорд, так как его автомобиль приводится в движение только реактивной тягой газов, выходящих из сопла двигателя, т. е. не имеет привода на колеса. Правила ФИА требуют, чтобы движение рекордного автомобиля осуществлялось силой тяги колес, причем механический привод от двигателя может выполняться на колеса одной или нескольких осей.

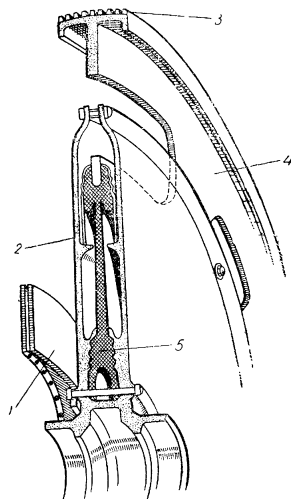


Рис. 4. Конструкция колеса рекордного автомобиля Л. Шмидта: 1 — дисковый тормоз; 2 — внутренний диск колеса; 3 — кольца из рояльной проволоки; 4 — внешний диск колеса; 5 — резиновый диск

Третий претендент, желающий установить новый абсолютный мировой рекорд скорости, — американец М. Томпсон. Он ставит на свой автомобиль четыре двигателя марки «Понтиак», доведя их суммарную мощность (путем наддува) до 2 000 л.с.

Максимальная скорость, которую смогут развить «болиды» Кемпбелла и Остиха, предположительно составит 800 км/час. Такая скорость не удовлетворяет четвертого претендента на побитие рекорда — немецкого инженера Л. Шмидта, директора специального конструкторского бюро фирмы «Порше» (ФРГ).

Немецкий автомобиль (рис. 3) снабжен газовой турбиной фирмы «Бристоль», приме-

няющейся на реактивном истребителе. Мощность турбины 2 000 л.с., сила реактивной тяги 2 200 кг, вес 370 кг.

Основная особенность автомобиля Шмидта состоит в конструкции колеса, которое с целью уменьшения действия центробежных сил не имеет пневматических шин.

Колесо (рис. 4) представляет собой два металлических диска: внутренний — двойной, со ступицей и внешний — составляющий одно целое с ободом. Оба диска связаны между собой упругим резиновым диском. Диаметр и ширина обода внешнего диска 1 500 мм и 100 мм соответственно. Внешняя поверхность обода усилена стальными кольцами, выполненными из рояльной проволоки. Все колеса автомобиля снабжены дисковыми тормозами.

Малые габариты газовой турбины и узкие колеса определили малую лобовую площадь автомобиля — 1,65 м². Испытания модели этого автомобиля в аэродинамической трубе показали, что коэффициент сопротивления воздуха составляет 0,19; для подобных автомобилей эта величина должна быть признана хорошей.

Общий вес автомобиля по проекту не превысит 2 000 кг.

Расчеты показывают, что для достижения автомобилем скорости 500 км/час усиле реактивной тяги должно быть 500 кг, для скорости 700 км/час — 900 кг, для скорости 1 000 км/час — 1 700 кг. При максимальной реактивной тяге скорость автомобиля составит 1 140 км/час.

Пути разгона, необходимые автомобилю для достижения упомянутых скоростей, будут:

до скорости	500 км/час	. . .	1 км
»	700	» . . .	2,5 »
»	900	» . . .	5,0 »
»	1100	» . . .	13,0 »

Время на разгоны, полученное расчетом, следующее: через 10 сек. после старта скорость будет 325 км/час, через 20 сек. — свыше 600 км/час, через 30 сек. — 830 км/час и через 40 сек. — 950 км/час. Для достижения скорости 1 000 км/час потребуется 45 сек., а для скорости 1 100—65 сек.

Так как заезды на побитие абсолютного рекорда скорости проводятся на ровной естественной поверхности соляных озер, то подвеска автомобиля выполнена весьма

примитивно. Вертикальное перемещение каждого колеса составляет 80 мм, из которых 30 мм приходится на прогиб упругого элемента подвески и 50 мм обеспечивается эластичным колесом.

Недостатком немецкого проекта автомобиля считают схему привода на задние колеса. На оси задних колес установлена дополнительная турбина, расположенная на пути выхода газа из сопла основной турбины. Основным усилием для передвижения автомобиля служит чисто реактивная тяга газов, а турбина на оси задних колес поставлена лишь для удовлетворения требования ФИА.

Наибольшие надежды возлагаются на автомобиль Кемпбелла, в постройке которого приняли участие 69 различных фирм, поставлявших отдельные детали конструкции. Постройка автомобиля продолжается уже четыре года, а стоимость его достигла 800 млн. фунтов.

Следует отметить, что работы Д. Кемпбелла над созданием рекордного скоростного автомобиля с газотурбинным двигателем возбудили дополнительный интерес к применению этих двигателей на обычных автомобилях.

В течение последних лет некоторые автомобильные фирмы проводят систематические исследования в области применения газотурбинных двигателей не только на скоростных, но и на серийных легковых и грузовых автомобилях. Несмотря на то что большинство этих работ находится пока в стадии экспериментов, сказать, что газотурбинный двигатель не имеет будущего для автомобильного транспорта, нет достаточных оснований.

Рекордно-гоночные автомобили средних классов В, С, D, Е и F по своей конструкции наиболее подходят к дорожно-гоночным автомобилям, отличаясь от последних главным образом особо обтекаемой формой кузова. Автомобили данной группы предназначены только для установления рекорда скорости на прямолинейном коротком участке дороги. Для них способность быстро разогнаться не имеет решающего значения, а поэтому передаточное число главной передачи выбирают так, чтобы обеспечить пересечение кривых общего сопротивления движения и мощности двигателя в точке перегиба скоростной характеристики (подробно об этом см. стр. 143).

Конструктивные особенности автомобилей, успешно

зареккомендовавшие себя при рекордных заездах, особенно на большие дистанции, немедленно находят применение также и у дорожно-гоночных автомобилей.

Большого внимания заслуживают конструкции последних рекордных автомобилей данной группы — отечественного «Харьков-7» и английского фирмы МГ.

Рекордный автомобиль «Харьков-7». Последний известный образец рекордного автомобиля «Харьков-7» (рис. 5) класса Е имеет оригинальную конструкцию. Автомобиль построен Харьковским автодорожным институтом по проекту и под руководством неоднократного рекордсмена Советского Союза В. К. Никитина.

Конструкция механизмов ходовой части шасси, устройство кузова и дорожные просветы автомобиля преду-

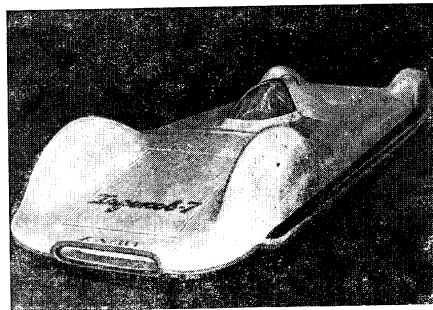


Рис. 5. Рекордный автомобиль «Харьков-7»

считывают возможность использования для рекордного заезда обычной автомобильной магистрали хорошего состояния.

Двигатель автомобиля (рис. 6) восьмицилиндровый, V-образный, с двумя нагнетателями (по одному для каждого ряда цилиндров). Угол развала цилиндров 90°. Рабочий объем двигателя 1974,4 см³ (68×68 мм). Степень сжатия 8. Максимальная мощность 340 л. с. при

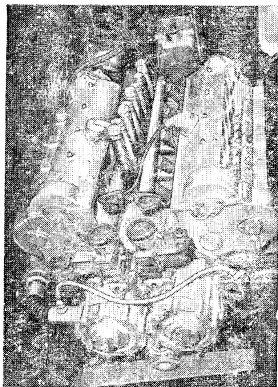


Рис. 6. Двигатель автомобиля «Харьков-7»

6 500 об/мин, крутящий момент 36 кгм. Литровая мощность 172 л.с./л.

Блок цилиндров двигателя и обе его головки отлиты из алюминиевого сплава марки АЛ-9. В цилиндры запрессованы «мокрые» чугунные гильзы. Поршни также отлиты из алюминиевого сплава и снабжены каждый четырьмя кольцами. Коленчатый вал имеет крестообразное расположение четырех колен и пять опорных подшипников. Четыре верхних распределительных вала получают привод от коленчатого вала при помощи цилиндрических шестерен. Клапаны размещены

в головке блока, образуя угол 45° между осями, и управляются посредством коромысел. Впускные трубопроводы, отдельные для каждого блока, подводят сжатую нагнетателями горячую смесь к впускным клапанам. Карбюраторы (два) установлены непосредственно на впускных патрубках нагнетателей. Смазка деталей двигателя — под давлением с сухим картером; давление масла — $6-7 \text{ кг/см}^2$ при температуре $85-95^\circ$. Охлаждение двигателя водяное, система герметичная. Зажигание горячей смеси от магнето.

Сцепление сухое, двухдисковое. Коробка передач механическая, с пятью передачами, размещена в одном картере с главной передачей. Главная передача — пара конических шестерен со спиральными зубьями. Передаточное число 3,6; дифференциал с повышенным трением. Смазка коробки передач и главной передачи принудительная.

Передняя и задняя подвески автомобиля независимые, со скручивающимися стержнями (торсионами) в качестве упругих элементов. Торсионы передней подве-

ски пластинчатые, задней — стержневые. Диаметр обода колеса 16, наружный размер шины 6.00—16".

Тормоза колодочные, с гидравлическим приводом.

Максимальная расчетная скорость автомобиля 350—400 км/час.

Рекордный автомобиль МГ. Рекордный автомобиль фирмы МГ модели ЕХ-181 (рис. 7) был построен в 1957 г. На этом автомобиле при заездах на плато соляного озера в Боневиле (США) были установлены следующие международные рекорды скорости в классе F: на 1 км с хода — 395,319 км/час, на 1 милю — 394,466 км/час, на 5 км — 391,199 км/час, на 5 миль — 319,199 км/час и на 10 миль — 361,619 км/час.

Подробные сведения о конструкции автомобиля фирмой не опубликованы, приводим лишь некоторые данные, позаимствованные из отчета о рекордных заездах.

Двигатель четырехцилиндровый, верхнеклапанный, с рабочим объемом 1 489 см³ ($73,0 \times 89,06 \text{ мм}$), расположен в середине автомобиля, сзади места гонщика, и объединен с агрегатами силовой передачи в один блок. Клапаны с натриевым охлаждением, управляются двумя распределительными валами, расположенными в головке блока цилиндров. Привод распределительных валов осуществляется цепью от коленчатого вала. Двигатель снабжен нагнетателем.

Силовая передача состоит из коробки передач и главной передачи, без дифференциала.

Подвеска передних колес выполнена на поперечных рычагах, из которых верхние одновременно служат и рычагами амортизаторов, упругие элементы — витые пружины. Подвеска задних колес — на четвертных рессорах. Рама выполнена из двух труб большого сечения.

Рулевое управление реечное. Единственный тормоз — дисковый, действует на ведущие валы задних дисковых колес.

Колеса задних колес меньше передней. Наибольшая высота автомобиля, замеренная по объектелю над местом гонщика, 970 мм. Форма кузова каплеобразная.

Рекордно-гоночные автомобили младших классов I, J и K. Эти автомобили характеризуются большим разнообразием конструкций, не имеющих какого-либо тяготения к конструкции дорожно-гоночных автомобилей.

В качестве иллюстрации конструкции рекордных ав-

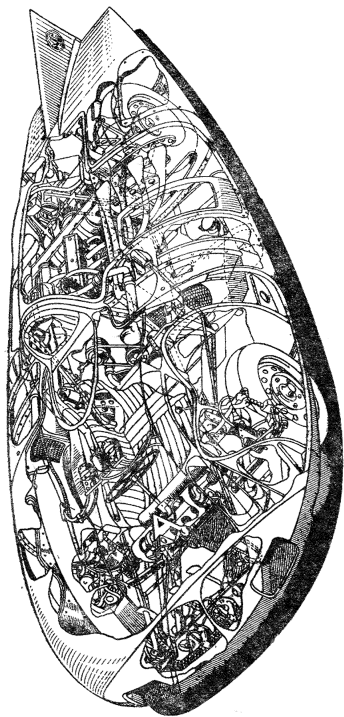


Рис. 7. Рекордный автомобиль МГ, модели ЭХ-181

томобилей этой группы ниже приводится краткое описание автомобиля «Ниббио-II» (рис. 8), на котором в последние годы было установлено семь рекордов скорости в классе J.

На автомобиле установлен одноцилиндровый верхнеклапанный двигатель фирмы «Гуци» (рис. 9) с воздуш-

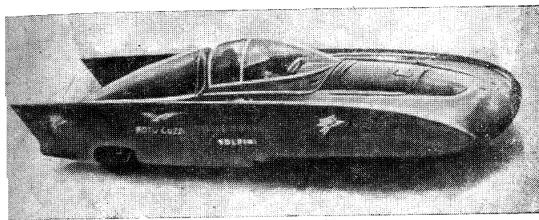


Рис. 8. Рекордный автомобиль «Ниббио-II»

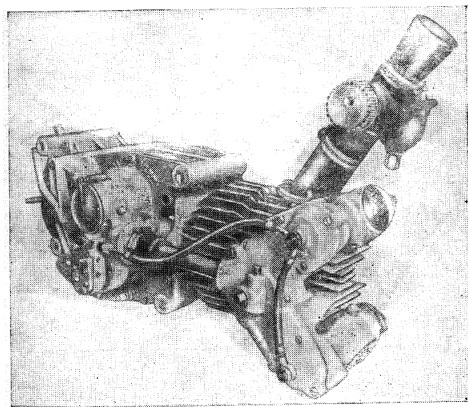


Рис. 9. Двигатель «Гуци» автомобиля «Ниббио-II»

ным охлаждением. При рабочем объеме 349,35 см³ (80×69 мм) двигатель развивает мощность 37 л.с. при 8 000 об/мин (литровая мощность 106 л.с./л.). Клапаны, стержни которых расположены наклонно, управляются двумя распределительными валами, получающими привод от коленчатого вала при помощи горизонтального вала и конических шестерен. Зажигание горючей смеси от магнето, смазка деталей двигателя под давлением.

Коробка передач с пятью передачами переднего хода. Кузов совершенной аэродинамической формы итальянского конструктора Гиа.

На автомобиле «Ниббио-П» установлены следующие рекорды:

на дистанцию 50 км	средняя скорость	174,587 км/час
» » 50 миль	» »	175,649 »
» » 100 км	» »	175,884 »
» » 100 миль	» »	173,815 »
на время 1 час	» »	174,399 »
» » 3 часа	» »	141,5 »

В заключение краткого обзора конструкций рекордно-гоночных автомобилей приводится табл. 2, в которой собраны данные об установленных автомобилях этого типа рекордах скорости на 1 км с места и с хода (скорости округлены до первого знака после запятой).

Таблица 2

Рекорды скорости, установленные рекордно-гоночными автомобилями

Класс автомобиля	Фирма и модель автомобиля	Рекордная скорость, км/час	Фамилия гонщика	Год установления рекорда
A	«Ассолт-1»	214,0	М. Томпсон	1960
	«Непир-Рельтон»	634,0	Д. Кобб	1947
B	«Ассолт-П»	213,7	М. Томпсон	1960
	«Шадолф-Сп»	439,1	Р. Боуэн	1960
C	«Гласс-Слиппер»	187,5	Е. Картопасси	1958
	«Шадолф-Сп»	405,3	Р. Боуэн	1960
D	«Мерседес-Бенц»	177,4	Р. Карачиолла	1939
	» »	398,3	» »	1939
E	«Купер-Климакс»	175,0	Купер	1958
	МГ-ЭХ-181	410,4	Ф. Хилл	1959
F	«Мазерати»	144,4	Ж. Фурманик	1937
	МГ-ЭХ-181	395,5	С. Мосс	1957

Класс автомобиля	Фирма и модель автомобиля	Рекордная скорость, км/час	Фамилия гонщика	Год установления рекорда
G	«Купер»	141,2	Ф. Соврей	1956
	МГ	327,4	А. Гарднер	1939
H	«Остин»	134,6	С. Додсон	1936
	«МГ-Гарднер»	256,1	А. Гарднер	1946
I	«Тарфф»	127,3	П. Таруффи	1956
	НСУ-КОМР	261,6	Ф. Ледер	1951
J	«Тарфф-Жилер»	116,2	П. Таруффи	1957
	«Харьков»	221,9	Э. Лорент	1958
K	«Ниббио-П»	101,9	Ж. Луранн	1947
	«Звезда-Б»	182,7	А. Амбросенков	1958

Дорожно-гоночные автомобили

Дорожно-гоночные автомобили предназначаются для участия в различных дорожных соревнованиях, например на «Большой приз» по кольцевым трассам, в линейных гонках на различные дистанции, или в других скоростных испытаниях. В зависимости от конкретного назначения автомобили этого типа подразделяются на собственно дорожно-гоночные и трексовые автомобили.

Особенностью конструкции дорожно-гоночного автомобиля, отличающей его от прочих скоростных автомобилей, служит одноместный сигарообразный кузов без дверей, без лобового стекла и без крыльев над колесами. Кроме того, на автомобиле не обязательно электрооборудование для освещения и сигнализации. Типичная компоновочная схема современного дорожно-гоночного автомобиля показана на рис. 10.

Согласно кодексу ФИА к конструкции дорожно-гоночного автомобиля, независимо от рабочего объема его двигателя, т. е. класса, предъявляются следующие ограничительные требования, касающиеся главным образом вопросов безопасности движения:

1. Отработавшие газы должны быть направлены так, чтобы они не проникали в кабину гонщика и не создавали помех гонщикам автомобилей, идущих сзади.

2. Отделение для гонщика должно быть надежно изолировано металлическими перегородками от моторного отсека кузова и от валов силовой передачи. Силене должно быть оборудовано подушкой и спинкой, а

также боковинами, обеспечивающими удобное положение гонщика при прохождении поворотов. Перед головной гонщика на кузове должен быть воздухоотражатель (козырек).

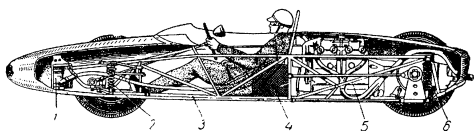


Рис. 10. Типичная компоновочная схема современного дорожно-гоночного автомобиля:

1 — радиатор; 2 — передняя подвеска; 3 — основание (ферма); 4 — бак для масла; 5 — силовой агрегат; 6 — задняя подвеска

3. Топливный бак должен быть отделен от места гонщика и от двигателя огнестойкими перегородками. Топливный насос может устанавливаться как на двигателе, так и на раме шасси; установка насоса на неподдресоренных частях автомобиля (балка заднего моста и т. п.) категорически запрещается.

4. Обязательно наличие стартера или другого устройства для автоматического пуска двигателя с места гонщика.

5. Щиток приборов должен быть оборудован тахометром, указателями температуры масла и воды в системах смазки и охлаждения двигателя и манометром давления масла. В поле зрения гонщика должно быть установлено зеркало заднего обзора.

6. Колеса автомобиля должны быть одного диаметра, однако диаметры шин передних и задних колес могут быть разными. Наличие запасного колеса не обязательно.

7. Кузов обязательно должен иметь предохранительную дугу, защищающую голову гонщика при опрокидывании автомобиля. При этом предохранительная дуга должна отвечать следующим требованиям: а) не нависать над головой гонщика; б) между дугой и головой гонщика должен быть зазор не менее 30 мм; в) ширина дуги должна превышать ширину плеч гонщика; г) дуга может быть конструктивно объединена с каркасом сиденья.

8. Тормоза могут иметь любую конструкцию, обеспечивающую надежность торможения всех четырех колес автомобиля. Обязательно наличие раздельного привода тормозов передних и задних колес, действующего, однако, от одной общей педали.

9. Топливные баки должны отвечать следующим требованиям: а) дополнительная горловина и ее пробка не должны выступать над поверхностью кузова; б) диаметр горловины должен быть выбран таким, чтобы обеспечивать беспрепятственный выход воздуха при быстром заполнении бака; в) материал бака желателен эластичный.

10. Наполнительные горловины масляных баков должны иметь надежно закрывающиеся крышки, приспособленные для пломбирования.

Применение кузова без крыльев, т. е. с открытыми колесами, обеспечивает лучшее охлаждение тормозов, а также значительно упрощает управление автомобилем на поворотах. Вводя автомобиль в поворот, гонщик ориентируется не на перемещение кузова относительно дороги, а по углу поворота (внутреннего по отношению к центру поворота) колеса, устанавливая его касательно к кривой закругления. Кроме того, устанавливая плоскость колеса по направлению движения, гонщику легче следить за положением автомобиля при заносе задней оси. Наконец открытые колеса позволяют непрерывно наблюдать за состоянием (износом) шин.

При подготовке гоночного автомобиля к рекордным заездам для уменьшения сопротивления воздуха автомобиль обычно оборудуется кузовом в форме полного обтекателя, закрывающего все шасси и все выступающие части как сверху, так и снизу, в том числе и колеса. Поскольку для рекордных заездов в большинстве случаев используются прямолинейные трассы, то полные обтекатели не создают затруднений в управлении автомобилем.

По данным испытаний, проведенных фирмой «Мерседес-Бенц», применение на дорожно-гоночном автомобиле модели В-196 полного обтекателя кузова, несмотря на увеличение лобовой площади, снизило на 20% общее сопротивление воздуха.

Для гоночных автомобилей формулы «Юниор» к приведенным выше требованиям добавляются следующие:

1. Кузов автомобиля может быть дорожно-гоночного типа, т. е. с открытыми колесами, шириной 950 мм, замеренной по наружным точкам. База и колея колес должны быть не менее 2000 и 1100 мм соответственно.

Эти требования исключают участие в гонках автомобилей, имеющих чрезмерно короткие базы и излишне узкие колеи колес, а также оборудованных идеально обтекаемыми (каплеобразными) кузовами.

2. Для двигателя должны использоваться блок цилиндров и коленчатый вал от какого-либо серийного легкового автомобиля, выпускавшегося заводом в количестве не менее 1000 шт. в течение двенадцати месяцев подряд.

Требуемый рабочий объем двигателя может быть получен расточкой или гильзованием цилиндров выбранного двигателя. Однако изменение величины хода поршня запрещается. В случае наличия у серийного двигателя сменных цилиндровых гильз гильзы нового диаметра должны быть изготовлены из такого же материала, как и заменяемые. Не допускается изменение конструкции головки цилиндров. Запрещается применение двигателей с верхними распределительными валами, поскольку такое расположение валов не встречается на большинстве серийных двигателей соответствующего рабочего объема.

3. Система питания двигателя (карбюратор или непосредственный впрыск) должна сохраняться такой же, как и на серийном двигателе. Однако тип карбюратора и его регулировка могут быть изменены. При этом допускается применение только одного карбюратора, имеющего диаметр смесительной камеры не более 40 мм (при четырехтактном двигателе). Не разрешается заменять питание с непосредственным впрыском питанием от карбюраторов и наоборот.

4. Коробка передач может быть применена с любого серийного автомобиля. Число передач переднего хода не должно превышать четырех. Запрещается применение специальных коробок передач, например выполненных в одном блоке с главной передачей. Не разрешается применение главных передач с автоматической блокировкой дифференциала.

5. Подшипники качения в агрегатах силовой переда-

чи и в механизмах ходовой части шасси должны быть от серийного автомобиля, с которого взяты агрегаты.

6. Конструкция подвески колес и ее кинематическая схема должны быть сохранены такими же, как и у серийного автомобиля. Однако упругий элемент подвески и регулировка амортизаторов могут быть изменены в соответствии с весом проектируемого гоночного автомобиля.

7. Конструкция тормозов должна быть сохранена такой же, как у серийного автомобиля, с которого позависимостван двигатель. Однако допускается изменение размеров и материалов деталей тормозов.

8. Автомобиль должен иметь устройство для пуска двигателя с места гонщика.

9. Автомобиль должен быть оборудован поясными ремнями для крепления гонщика к сиденью и металлическим предохранительным устройством над головой гонщика, обеспечивающим ему полную безопасность в случае опрокидывания.

Технические требования к автомобилю формулы «Юниор» встретили всестороннее одобрение автомобилистов-спортсменов. Новая формула дает возможность любителям автомобильного спорта любой страны, даже не имеющей собственной национальной автомобильной промышленности, строить гоночные автомобили и пробовать свои силы в равных условиях с иностранными участниками.

Благодаря строгим ограничениям, допускающим применение в конструкциях автомобилей «Юниор» только агрегатов серийных автомобилей, стоимость первых оказывается невысокой.

Перехода к рассмотрению отдельных конструкций современных дорожно-гоночных автомобилей, необходимо отметить, что общее направление их развития выражается в увеличении литровой мощности двигателей, сокращении веса автомобилей и придании им большей устойчивости. Все это определяется неуклонно возрастающими скоростями движения и типом трасс, используемых для соревнований (кольцевые трассы с большим числом поворотов).

Особый интерес представляют конструкции двигателей. В связи с запрещением применять на двигателях дорожно-гоночных автомобилей нагнетатели любого ви-

да, повышение мощности достигается путем улучшения наполнения цилиндров горючей смесью, повышения степени сжатия и увеличения скорости вращения коленчатого вала. Литровая мощность двигателей достигает 135 л.с./л и не встречается ниже 96 л.с./л. Максимальная (номинальная) скорость вращения коленчатого вала часто составляет 10 000 об/мин. Собственный вес двигателя, отнесенный к эффективной мощности, в лучших конструкциях равняется 0,5 кг на 1 л.с. и не превышает 1 кг на 1 л.с.

Длина колесной базы автомобиля определяется общей компоновкой шасси и у большинства конструкций не превышает 2400 мм.

Сухой вес автомобилей (т. е. вес без топлива, воды, масла и без гонщика) находится в пределах 450—680 кг.

Некоторые мощностные и весовые показатели лучших образцов дорожно-гоночных автомобилей приведены в табл. 3.

По мнению специалистов, мощность двигателя для современного дорожно-гоночного автомобиля должна быть не ниже 220 л.с. при сухом весе автомобиля 450—600 кг, что соответствует удельному весу автомобиля 2,05—2,72 кг/л.с.

В 1962 г. первенство мира для дорожно-гоночных автомобилей первой формулы разыгрывалось в соревнованиях, проходивших в девяти странах. Результаты розыгрыша показаны в табл. 4, из которой следует, что лучшими были автомобили фирм БРМ, «Лотус», «Лола», «Купер» и «Порше».

Одновременно с первенством мира среди гонщиков на автомобилях первой формулы разыгрывался также и «Кубок конструкторов». При этом лучшие места по числу очков были получены автомобилями фирм БРМ — 39 очков, «Лотус»—36, «Купер»—27, «Порше»—18, «Лола»—19. Число очков определялось как сумма полученных автомобилями данной фирмы очков на отдельных соревнованиях.

Ниже приводятся краткие описания конструктивных особенностей некоторых образцов дорожно-гоночных автомобилей, представляющих наибольший интерес.

Дорожно-гоночный автомобиль БРМ. Автомобиль фирмы БРМ (рис. 11) спроектирован и построен в соответствии с требованиями гоночной формулы I.

Таблица 3
Некоторые мощностные и весовые показатели дорожно-гоночных автомобилей

Фирма автомобиля	Д в и г а т е л ь			А в т о м о б и л ь		
	рабочий объем, л	число цилиндров	мощность, л.с.	литровая мощность, л.с./л	сухой вес, кг	удельный вес, кг/л.с.
«Бугатти»	2,470	8	275	111,2	650	2,36
«Горини»	2,470	6	265	103,5	670	2,54
«Мазерати»	2,496	6	275	110,0	650	2,36
«Мерседес-Бенц»	2,496	6	290	116,3	660	2,28
«Венюло»	2,490	4	280	112,3	670	2,48
«Лянча»	2,457	6	280	104,1	620	2,38
«Феррари»	2,417	6	260	83,00	546	1,88
«Феррари»	2,490	4	290	112,3	648	2,31
БРМ	2,490	6	250	100,3	550	2,20
«Феррари»	1,476	4	190	129	460	2,42
«Купер»	1,475	4	142	7,200	460	3,24
ОСКА	1,491	4	135	6,600	530	—
«Лотус»	1,475	4	142	7,200	90,1	—
«Листер»	1,480	8	142	7,200	96,4	—
«Феррари»	1,476	8	200	100,00	410	2,88
«Лола»	1,496	8	184	9,000	500	2,50
«Лотус»	1,496	8	182	121,8	446	2,42
БРМ	1,498	8	180	10,250	500	2,74
«Купер»	1,498	8	180	132,0	470	2,97
«Порше»	1,497	8	200	133,5	480	2,66
					465	2,92

Примечание. Первые девять автомобилей принадлежали к гоночной формуле I, следующие пять к формуле II, действовавшим до 1960 г. Помещение данных по этим автомобилям в таблице сделано с целью показать значительный рост литровой мощности двигателей современных образцов.

Результаты первенства мира 1962 г. для дорожно-гоночных автомобилей формулы 1

Фирма автомобиля	Фамилия гонщика	Год- зап- дия	Мо- нако	Бель- гия	Фран- ция	Ан- глия	Гер- мания	Ита- лия	Южная Амери- ка	Количество полученных очков	
										Очков	Всего очков
БРМ	Г. Хилл	9	1	6	—	3	9	9	6	6	43
«Лотус»	Д. Кларк	—	—	9	—	9	3	—	9	—	30
«Лола»	Д. Суртис	—	3	2	2	6	6	—	—	—	19
«Купер»	Б. М. Лорен	—	9	—	3	4	2	4	4	—	26
«Феррари»	Ф. Хилл	4	6	4	—	—	—	—	—	—	14
«Порше»	Д. Гарней	—	—	—	9	—	4	2	—	—	15
«Купер»	Т. Магс	2	—	—	6	1	—	—	—	—	9
«Лотус»	Т. Тайлор	6	—	—	—	—	—	—	—	—	6
«Феррари»	П. Родригес	—	—	3	—	—	1	—	—	—	4
«Феррари»	Л. Балдини	—	4	—	—	—	—	—	—	—	4
БРМ	Р. Гинтер	—	—	—	4	—	—	6	—	—	10
«Феррари»	Ж. Багетти	3	—	—	—	—	—	2	—	—	5
«Лотус»	Ж. Бребхем	—	—	—	—	2	—	—	3	—	6
«Порше»	Ж. Бофорт	1	—	—	1	—	—	—	—	—	2
«Порше»	Д. Бонье	—	2	—	—	—	—	—	—	—	3

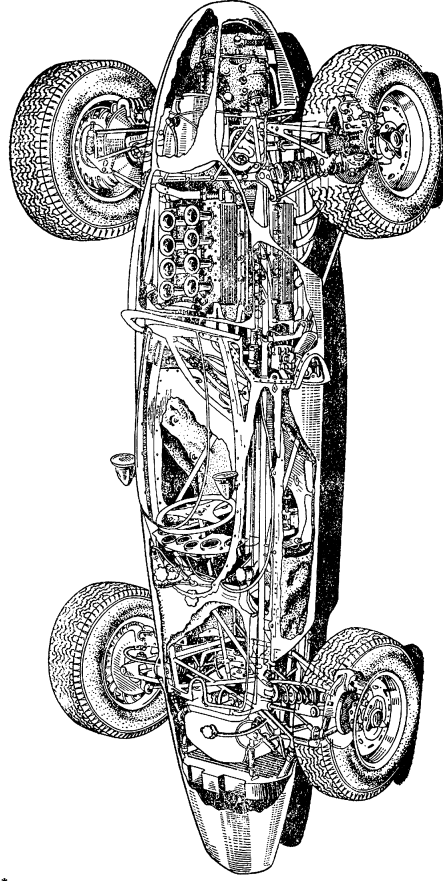


Рис. 11. Дорожно-гоночный автомобиль БРМ

Двигатель восьмицилиндровый с V-образным расположением цилиндров (под углом 90°) рабочего объема $1\,498\text{ см}^3$ ($68,1 \times 50,8\text{ мм}$), развивает мощность 193 л. с. при $10\,250\text{ об/мин.}$ Максимальная скорость вращения коленчатого вала $11\,000\text{ об/мин.}$ Степень сжатия $11,5$. Головки цилиндров, блок цилиндров, верхняя часть картера, поршни и поддон картера отлиты из легких сплавов. Днища поршней снабжены вытеснителями в форме шатра. Коленчатый вал пятипоршневый, вращается в подшипниках, имеющих тонкостенные стальные вкладыши. Шатуны стальные, установлены на шейках полпарно. Охлаждение водяное, радиатор размещен в передней части автомобиля. Четыре распределительных вала расположены на головках цилиндров. Клапаны установлены V-образно. Привод механизма газораспределения, водяного и масляного насосов и распределителя зажигания осуществляется от коленчатого вала цепью. Для питания двигателя применена система непосредственного впрыска топлива фирмы «Лукас», что по сравнению с питанием от карбюраторов дало прирост мощности в 10 л. с. Два топливных бака, изготовленных из синтетического материала, расположены по бокам от сиденья гонщика в специальных отсеках кузова; емкость баков 140 л.

Двигатель объединен в один блок с коробкой передач и с главной передачей, весь силовой агрегат размещен в задней части автомобиля.

Основанием автомобиля служит несущая ферма, изготовленная из труб диаметром 26 и 32 мм с толщиной стенки около $1,5\text{ мм}$. Облицовка кузова алюминиевая.

Передняя и задняя подвески выполнены на поперечных трапециевидных рычагах. Направляющее устройство задней подвески снабжено наклонно расположенными толкающими штангами. В качестве упругих элементов в подвесках применены спиральные пружины, расположенные наклонно. Амортизаторы телескопического типа.

Тормоза дисковые фирмы «Денлоп», установлены непосредственно у колес. Рулевой механизм реечный. Колеса дисковые, с центральным креплением к ступице. Размер шин: передних колес $5,00-15''$, задних колес $6,50$ (или $7,00$) — $15''$.

База автомобиля $2\,275\text{ мм}$. Колея передних колес $1\,334\text{ мм}$, задних — $1\,327\text{ мм}$.

Дорожно-гоночный автомобиль «Порше». Для участия в гонках на первенство мира автомобилей формулы I фирма «Порше» впервые построила специальный автомобиль (рис. 12).

Двигатель автомобиля восьмицилиндровый, с оппозитным расположением цилиндров и с воздушным принудительным охлаждением. Подача воздуха производится специальным турбовентилятором, установленным горизонтально над двигателем, крыльчатка вентилятора пластмассовая. Рабочий объем двигателя $1\,497\text{ см}^3$ ($66,0 \times 54,6\text{ мм}$), мощность 200 л. с. при $10\,000\text{ об/мин.}$ Два распределительных вала расположены на головках цилиндров. Питание горючей смесью осуществляется от четырех двойных карбюраторов, пластмассовые воздушные патрубки которых выступают над верхней панелью капота и закрыты обтекателями с сетками. В дальнейшем предполагается применить непосредственный впрыск топлива, что даст повышение мощности и оборотности двигателя.

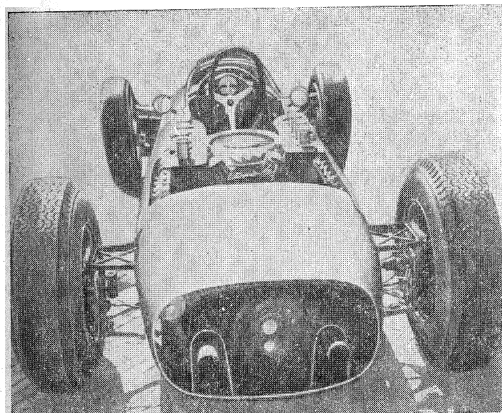


Рис. 12. Дорожно-гоночный автомобиль «Порше-1500»

Расположение силового агрегата на шасси заднее. Коробка передач имеет шесть ступеней и размещена за главной передачей (за задней осью).

Подвеска всех колес независимая, на поперечных трубчатых рычагах, спереди треугольной формы, сзади трапециевидной. В качестве упругих элементов применены продольно расположенные стержни, работающие на кручение. Применение продольных торсионов и размещение амортизаторов внутри кузова уменьшило сопротивление воздуха выступающей части подвесок.

Тормоза дисковые, специальной конструкции «Порше». Крепление дисков к лапам ступиц колес выполнено пятью шпильками, расположенными по внешней окружности дисков. В тормозе применена фрикционная накладка увеличенного размера, работающая от цилиндра гидравлического привода, установленного с одной стороны диска.

Дорожно-гоночный автомобиль «Де-Томасо». Автомобиль «Де-Томасо» итало-аргентинского производства принадлежит к группе автомобилей формулы I и был предназначен для участия в розыгрыше первенства мира 1963 г.

Двигатель автомобиля восьмицилиндровый, оппозитный, рабочего объема 1492 см^3 ($68,0 \times 52,0 \text{ мм}$), развивает максимальную мощность при $10\,000 \text{ об/мин}$ (величину мощности фирма пока держит в секрете). Клапаны расположены в головках цилиндров V-образно и управляются от четырех распределительных валов. Камеры сгорания полусферические. Питание горячей смесью осуществляется от четырех двухкамерных карбюраторов «Вебер» модели ДСВ. Подача топлива — двумя электрическими помпами «Бендикс». Зажигание двойное. Охлаждение водяное. Радиатор водяного охлаждения расположен в передней части автомобиля; радиатор для охлаждения масла установлен перед двигателем. Емкость масляной системы 12 л . Бензиновые баки размещены по бокам кузова, впереди места гонщика. Расположение двигателя заднее.

Сцепление однодисковое, сухое. Коробка передач с пятью ступенями, установлена за задней осью.

Передняя подвеска на поперечных рычагах, из которых нижние выполнены из труб, а верхние цельноштампованные, треугольной формы, двуплечие. Внутренние

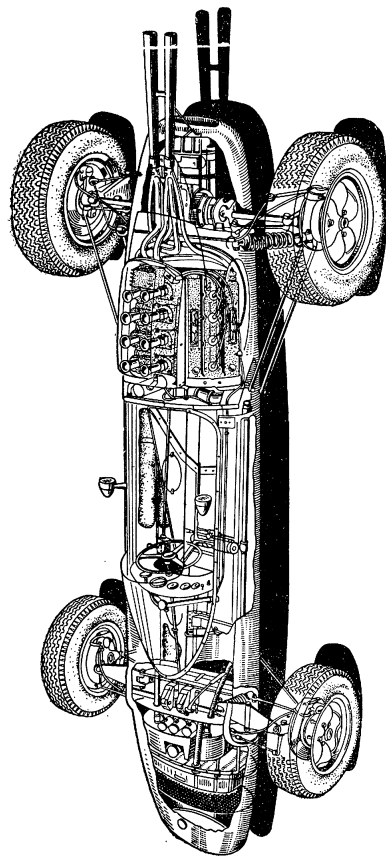


Рис. 13. Дорожно-гоночный автомобиль «Лотус-25»

плечи этих рычагов опираются на спиральные пружины. Амортизаторы установлены внутри пружин. Подвеска задних колес также на поперечных рычагах, с пружиной, расположенной внутри кузова. Передача реактивных сил от колес на основание автомобиля производится с помощью двух тяг.

Рулевое управление центрального расположения, с реечным механизмом. Тормоза дисковые; диаметр дисков: передних 250 мм, задних 220 мм. Гидравлический привод раздельный на тормоза передних и задних колес при двух независимо работающих главных цилиндрах от одной педали.

База автомобиля 2310 мм, колея передних колес 1280 мм, задних — 1320 мм. Наибольшая высота автомобиля 590 мм. Дорожный просвет 96 мм. Сухой вес автомобиля 465 кг.

Дорожно-гоночный автомобиль «Лотус». Дорожно-гоночный автомобиль «Лотус-25» с двигателем фирмы «Ковентри-Клаймекс» был представлен для участия в соревнованиях на первенство мира в 1962 г. (рис. 13).

Двигатель (рис. 14) автомобиля V-образный, восьмицилиндровый, рабочего объема 1496 см³ (62,99 × 59,94 мм), с наклонно расположенными (под углом 60°) клапанами и с шатровой камерой сгорания. При степени сжатия — 11,5 двигатель развивает мощность 182 л.с. при 8900 об/мин и максимальный крутящий момент 16,1 кгм при 7250 об/мин. Привод четырех верхних распределительных валов производится бесшумными цепями, отдельными для каждых двух валов одного ряда цилиндров.

Фазы газораспределения: впуск 45° (опережение открытия) и 65° (запаздывание закрытия), выпуск 65° (опережение открытия) и 45° (запаздывание закрытия). Диаметр впускного клапана 33,0 мм, выпускного — 31,4 мм. Пружины клапанов двойные. Распределительные валы вращаются в роликовых подшипниках. Коленчатый вал пятипорный. Питание горючей смесью осуществляется четырьмя двухкамерными карбюраторами «Вебер» модели ДСНЛ-4; диаметр смесительной камеры 32 мм.

Зажигание горючей смеси от системы с полупроводниковыми приборами. Опережение зажигания постоянное. Свечи с диаметром нарезанной части 10 мм —

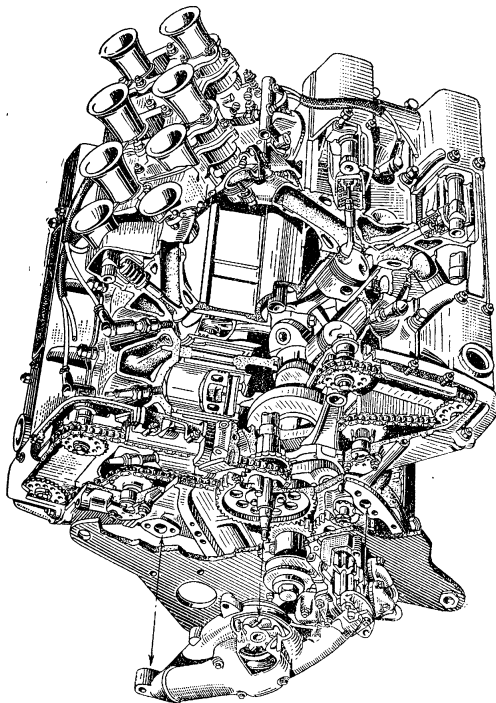


Рис. 14. Двигатель автомобиля «Лотус-25»

«Лодж», модели 10-РЛ-50, по одной для каждого цилиндра.

Система зажигания на полупроводниковых приборах может давать до 1 000 искр в одну секунду, что позволяет доводить число оборотов коленчатого вала восьмцилиндрового двигателя до 15 000 *об/мин*. Схематично устройство и работа системы состоит в следующем. При вращении маховика двигателя установленные на нем полюсные наконечники индуктируют в обмотках, закрепленных на картере двигателя датчиков (индукторов), электрические импульсы. Эти импульсы подаются через триггерный усилитель на первичную обмотку триггерного трансформатора. В момент записания триггера и размыкания цепи первичной обмотки триггер-трансформатора во вторичной обмотке индуктируется электродвижущая сила, подаваемая на базу искрового генератора. Присоединенный транзистор отпирается и пропускает ток в первичную обмотку высоковольтного трансформатора. При быстром увеличении первичного напряжения во вторичной обмотке индуктируется напряжение до 20 000 в, которое, как обычно, подводится к свечам зажигания. Преобразование тока прекращается после того, как трансформатор окажется насыщенным, а транзистор снова запертым. Полный цикл образования искры на электродах свечи происходит меньше чем за 200 *мксек*.

Система смазки двигателя — с сухим картером под давлением от одного нагнетающего насоса и двух откачивающих масло в бак. Производительность насосов около 20 *л/мин* при 9 000 *об/мин* коленчатого вала двигателя.

Охлаждение водяное, производительность водяного насоса около 120 *л/мин* при 8 500 *об/мин*.

Двигатель (весьящий без генератора и стартера 122 кг) объединен с коробкой передач и главной передачей и размещен в задней части автомобиля. При этом коробка передач расположена за главной передачей (за задней осью).

Подвеска всех колес независимая, на поперечных рычагах. У передней подвески (рис. 15) нижние рычаги выполнены в виде треугольника из труб, тогда как верхние тоже треугольные, но плоские, штампованные. Короткое плечо верхнего рычага взаимодействует с пружи-

ной и шарнирно соединено с штоком амортизатора. Подвеска задних колес имеет одинарный верхний рычаг, а нижний — треугольный, снабжена реактивными штангами и стабилизатором поперечной устойчивости.

Рулевое управление с реечным механизмом и с размещенной впереди подвески рулевой трапецией. Тормо-

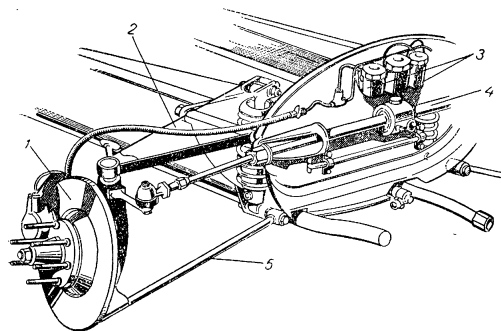


Рис. 15. Передняя подвеска автомобиля «Лотус-25»:

- 1 — дисковый тормоз; 2 — верхний рычаг (первого рода) подвески; 3 — питательные баки главных тормозных цилиндров; 4 — зубчатая рейка рулевого управления; 5 — нижний рычаг подвески

за дисковые, установлены у колес и раздельно управляются от двух главных цилиндров гидропривода. Колеса дисковые.

Шасси автомобиля «Лотус» использовано для постройки дорожно-гоночного автомобиля «Л. А. С. Кобра» межконтинентальной формулы с двигателем «Форд» модели «Файэрлен». При рабочем объеме 4 261 *см³* в форсированном исполнении для гоночного автомобиля двигатель развивает мощность 260 *л. с.* при 5 800 *об/мин*. Предполагается, что после установки четырех карбюраторов «Вебер» и нового распределительного вала мощность двигателя будет повышена до 330 *л. с.* при 8 500 *об/мин*.

Дорожно-гоночный автомобиль «Лола». На автомобиле «Лола», имеющем основание в виде пространственной фермы из труб диаметром 45 мм, установлен тот же, что и на автомобиле «Лотус-25», двигатель «Ковентри-Клаймекс».

Передняя подвеска автомобиля независимая, на поперечных рычагах. Верхний и нижний рычаги одинарные, но имеющие дополнительно шарнирное соединение с основанием автомобиля с помощью продольно расположенных штанг. Упругими элементами служат пружины, установленные наклонно. Задняя подвеска по конструкции аналогична передней, но ее продольные штанги более длинные и она снабжена стабилизатором поперечной устойчивости. Амортизаторы телескопического типа.

Колеса дисковые, литые из магниевых сплавов, крепятся к ступицам шпильками. Размер шин передних колес 5,00—15", задних—6,50—15". Тормоза дисковые, диаметр дисков передних колес 380 мм, задних—242 мм. База автомобиля 2395 мм. Колея передних колес 1270 мм, задних — 1245 мм. Габаритные размеры автомобиля: длина 3740 мм, ширина 1420 мм, высота 865 мм. Наименьший дорожный просвет 96 мм. Сухой вес автомобиля 446 кг.

Дорожно-гоночный автомобиль «Скараб» (жук). Автомобиль «Скараб» (рис. 16) построен в США в соответствии с межконтинентальной формулой; его конструкция разработана американской фирмой «Ревентлоу».

На автомобиле установлен двигатель фирмы «Бюнк» с алюминиевым блоком, весящий 123 кг и развивающий мощность 285 л. с. при 6000 об/мин. Рабочий объем двигателя увеличен с 5800 до 6400 см³, степень сжатия повышена до 12,0 и увеличен диаметр впускных клапанов.

Питание горючей смесью осуществляется при помощи четырех двухкамерных горизонтальных карбюраторов «Вебер», установленных на специальном впускном трубопроводе (рис. 17), обеспечивающем минимальное гидравлическое сопротивление движению потока горючей смеси. Зажигание горючей смеси от магнето.

Двигатель расположен сзади. Основание автомобиля выполнено в виде несущей фермы из труб и весящей 32 кг.

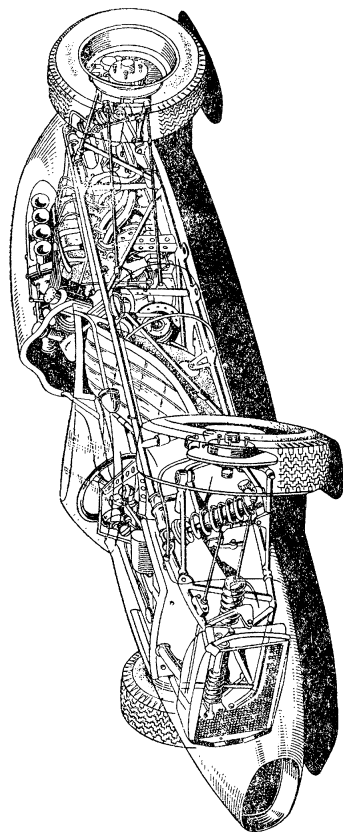


Рис. 16. Дорожно-гоночный автомобиль «Скараб»

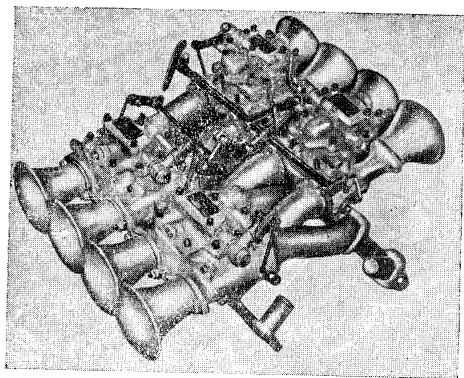


Рис. 17. Впускной трубопровод двигателя автомобиля «Скараб»

Подвеска автомобиля независимая (рис. 18). Передняя подвеска осуществлена на двух поперечных рычагах, из которых верхний имеет регулировку длины для изменения угла развала колеса и угла наклона поворотной стойки вбок. Упругими элементами подвески служат спиральные пружины, внутри которых размещены телескопические амортизаторы. Задняя подвеска принципиально аналогична передней, но ее рычаги усилены раскосом и шарнирно соединены с основанием реактивными штангами. Колеса литые из магниевого сплава, диаметр 15". Тормоза дисковые у всех колес.

База автомобиля 2286 мм. Колея передних колес 1219 мм, задних — 1257 мм. Сухой вес автомобиля 500 кг.

Дорожно-гоночный автомобиль «Листер». Автомобиль «Листер» (рис. 19) формулы I построен известным английским конструктором спортивных автомобилей «Ягуар». Двигатель установлен в передней части автомобиля, но наклонен к вертикали на 30°. Это позволило расположить силовую передачу ближе к левой стороне

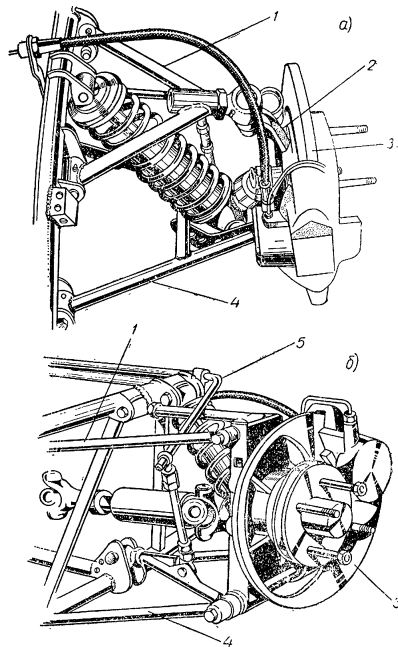


Рис. 18. Подвеска автомобиля «Скараб»: а — подвеска передних колес; б — подвеска задних колес; 1 — верхний рычаг подвески; 2 — поворотная стойка; 3 — дисковый тормоз; 4 — нижний рычаг; 5 — торсионный стабилизатор

и освободить место для сиденья гонщика, которое несколько смещено вправо. Автомобиль получился низким и компактным. Дорожный просвет под сиденьем гонщика составляет 100 мм.

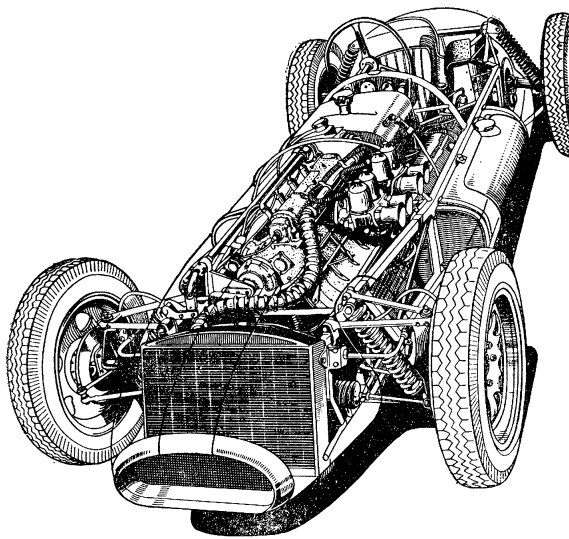


Рис. 19. Дорожно-гоночный автомобиль «Листер»

Двигатель автомобиля четырехцилиндровый с рабочим объемом 1475 см^3 ($81,3 \times 71,1 \text{ мм}$), с двумя верхними распределительными валами и двумя двухкамерными карбюраторами. При степени сжатия 10 двигатель развивает 142 л. с. при 7200 об/мин . Смазка двигателя с сухим картером и отдельным резервуаром для масла. Охлаждение водяное. Низкое расположение радиатора потребовало установки сзади двигателя дополнительного бачка для воды, соединенного с радиатором шлангами. Зажигание горючей смеси от магнето. Подача топлива к карбюраторам производится двумя насосами с

электроприводами, получающими ток от специальной батареи. Топливный бак расположен на левой стороне автомобиля по середине базы. Такое расположение бака не изменяет распределения общего веса автомобиля по осям при расходе топлива в процессе гонки.

Сцепление двухдисковое. Коробка передач с четырьмя ступенями расположена у задней оси, рядом с сиденьем гонщика. Главная передача коническими шестернями гипондного зацепления, полуоси качающиеся с карданными шарнирами. Задний мост типа «де-Дион» с жесткой балкой оси, соединенной с основанием тремя шарнирными реактивными штангами, из которых две расположены по бокам и одна сверху, над картером главной передачи. Такая система передачи реактивных сил, по мнению конструктора, уменьшает крен автомобиля при прохождении кривых.

Основанием автомобиля служит ферма, изготовленная из относительно тонких квадратных профилей ($25,4 \text{ мм}$). Основание обладает большой жесткостью на скручивание, чему также способствуют приклепанные к ферме панели кузова и жесткая связь фермы с картерами агрегатов силовой передачи.

Подвеска передних колес независимая, на поперечных рычагах треугольной формы с витыми пружинами. Амортизаторы телескопические. Имеется стабилизатор поперечной устойчивости. Упругими элементами задней подвески также служат витые пружины.

Рулевое управление с реечным механизмом. Вал ведущей шестерни рейки почти вертикален и соединен с горизонтально расположенным рулевым валом при помощи карданных шарниров. Полный поворот колес из одного крайнего положения в другое осуществляется за два оборота рулевого колеса. Тормоза дисковые, расположены у передних колес и на полуосях у картера главной передачи. Привод гидравлический от двух главных цилиндров при одной педали. Колеса дисковые, литые из магниевого сплава. Размер шин передних колес $4,50 - 15''$, задних — $5,50 - 15''$. Общий вес автомобиля 410 кг , $48,0\%$ которого приходится на переднюю ось и 52% на заднюю ось. База автомобиля 2260 мм . Колея передних колес 1240 мм , задних — 1200 мм . Высота автомобиля около 700 мм .

Дорожно-гоночный автомобиль «Лусанджели». Это автомобиль формулы «Юниор» (рис. 20) итальянского производства снабжен двигателем от серийного автомобиля «Фиат» модели 1100/103.

Двигатель рабочего объема 1100 см³ при степени сжатия 10,5 развивает мощность 95 л. с. при 7000 об/мин. Питание горючей смесью осуществляется двумя двухка-

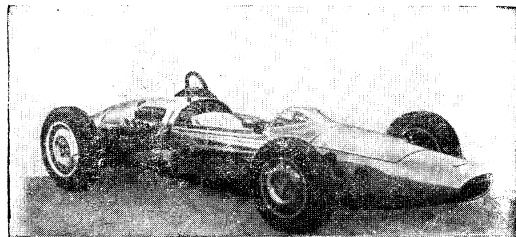


Рис. 20. Дорожно-гоночный автомобиль «Лусанджели» формулы «Юниор»

мерными карбюраторами «Вебер» модели ДСО-38. Двигатель установлен на автомобиле сзади. Охлаждение водяное.

Коробка передач с пятью ступенями, главная передача с передаточным числом 4,34.

Передняя и задняя подвески независимые, на поперечных рычагах с витыми пружинами, расположенными под углом 45°, и с телескопическими амортизаторами, помещенными внутри пружин. Тормоза дисковые.

Длина автомобиля 3600 мм, ширина 660 мм, высота 950 мм. Сухой вес автомобиля 400 кг.

Дорожно-гоночный автомобиль «Панар». Экспериментальный гоночный автомобиль формулы «Юниор» с задним расположением двигателя построила французская фирма «Панар», используя агрегаты своего серийного легкого автомобиля (рис. 21).

Основанием автомобиля служит несущая ферма из труб. Двигатель двухцилиндровый, оппозитный, с принудительным воздушным охлаждением от турбовентиля-

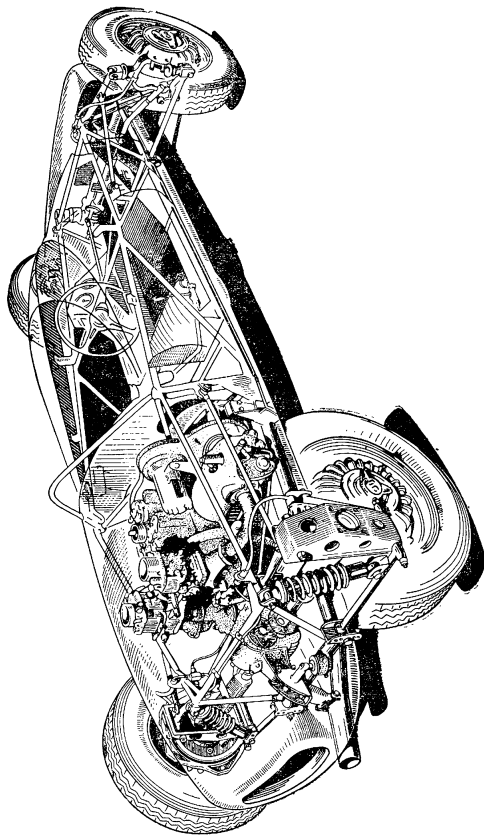


Рис. 21. Дорожно-гоночный автомобиль «Панар» формулы «Юниор»

тора. Рабочий объем двигателя 954 см³ (90,0×76,0 мм). Питание горючей смесью осуществляется от двух карбюраторов «Зенит». Зажигание двойное, батарейное.

Двигатель, коробка передач и главная передача объединены в один общий блок, укрепленный к основанию автомобиля.

Подвеска всех колес независимая, на поперечных рычагах. Нижние рычаги подвесок треугольные, верхние — одинарные, но снабжены шарнирными реактивными штангами. Упругими элементами служат витые пружины, расположенные наклонно. Передняя подвеска дополнена стабилизатором поперечной устойчивости. Амортизаторы телескопические. Рулевое управление с реечным механизмом. Тормоза колодочные, с эффективными обреченными барабанами, размещенными в дисках колес. Привод тормозов гидравлический, раздельный от главного цилиндра, типа тандем.

Из приведенных выше кратких описаний дорожно-гоночных автомобилей формул I, межконтинентальной и «Юниор» следует, что конструкции механизмов шасси этих автомобилей во многом однотипны. Большинство из них имеет подвески на поперечных рычагах, дисковые тормоза, реечные рулевые механизмы и основания в виде несущих ферм. Однако конструктивное выполнение механизмов шасси весьма различно.

Достаточно разнообразны также и двигатели, устанавливаемые на автомобилях этого типа.

Спортивные экспериментальные автомобили (прототипы)

Спортивные автомобили появились в результате быстрого развития гоночных автомобилей, уникальные конструкции которых значительно отличались от конструкций промышленных образцов легковых автомобилей.

Технические условия на проектирование спортивных автомобилей предусматривали наличие у них оборудования, допускающего эксплуатацию автомобиля на обычных дорогах. Кроме того, регламентировались некоторые размеры и оборудование кузова с целью обеспечить спортсменам комфортабельность езды и удобство

управления. Обязательным было также наличие определенного количества выпускных отверстий спортивного автомобиля данной модели.

Первоначально спортивные автомобили проектировались на базе одной из выпускаемых заводом серийных моделей, в агрегаты и механизмы которой вносились необходимые изменения, улучшающие динамические качества автомобиля.

С целью поощрения конструкторов автомобильных заводов, выпускающих спортивные автомобили, несколько лет назад ФИА включила спортивные автомобили в классификацию. Лучший образец такого автомобиля определяется при розыгрыше первенства мира на «Кубок конструкторов».

В процессе эволюции конструкции спортивного автомобиля для его шасси стали применять агрегаты и механизмы перспективной модели легкового автомобиля, намечаемого к производству в ближайшее время. При создании такого специального (опытного) автомобиля завод получал возможность использовать спортивное соревнование для дополнительных испытаний и определения запасов прочности деталей новых агрегатов и механизмов.

Вследствие постоянного совершенствования конструкций специальных спортивных автомобилей, проектирующихся с учетом последних достижений автомобильной техники, конструктивные показатели таких автомобилей стали значительно превышать эти показатели у серийных спортивных автомобилей. Так, например, если литровые мощности серийных спортивных автомобилей не превышали 40—55 л.с./л, а веса автомобилей, отнесенные к величине эффективной мощности, обычно превосходили 10—12 кг/л.с., то у специальных спортивных автомобилей эти показатели достигали 80—95 л.с./л и 5—6 кг/л.с. (не более) соответственно. Практически специальные спортивные автомобили по своим конструктивным данным приближались к таким данным гоночных автомобилей. В некоторых случаях для специальных спортивных автомобилей использовались полностью шасси гоночных автомобилей. Спортивные автомобили стали развивать скорости 280—300 км/час.

Одновременно с конструктивным совершенствованием шасси спортивных автомобилей постепенно переста-

ли соблюдаться технические требования к конструкции кузова и к его оборудованию. В последние годы большинство технических требований ФИА к спортивным автомобилям оказалось формальным. Так, например, размеры ветрового стекла снижают до минимума и оно стало похожим на воздухоотражатель (козырек) гоночного автомобиля, второе место в кабине гонщика покрывает панелью, а дверные проемы кузова закрывают. Постепенно оказалось забытым и требование о том, чтобы спортивный автомобиль имел промышленный выпуск. Специальные спортивные автомобили изготавливались заводами в небольших количествах только для участия в спортивных соревнованиях.

Так сформировался новый тип спортивного автомобиля «экспериментальный» или «прототип» будущего автомобиля.

Исходя из фактического положения с постройкой специальных спортивных автомобилей ФИА с 1963 г. включила этот тип скоростного автомобиля в классификацию.

С 1963 г. по решению ФИА экспериментальные спортивные автомобили и прототипы подразделяются на две группы: первая объединяет автомобили с двигателями любого рабочего объема, вторая — с двигателями, рабочий объем которых не более 3 000 см³.

В 1963 г. вместо «Кубка конструкторов» разыгран чемпионат «Автомобилей большого туризма» в трех классах: до 1 000, до 2 000 и до 3 000 см³. Розыгрыш проходил в шестнадцать соревнований, из которых для первой группы автомобилей были обязательны только пять соревнований, для второй девять и для третьей два. К чемпионату «Автомобилей большого туризма» приклет «Мировой трофей прототипов» для автомобилей с двигателями рабочего объема до 3 000 см³.

Туристские автомобили

В последние годы получили распространение спортивные пробеги на серийных легковых автомобилях. Такие пробеги, называемые «ралли» (от слова «allier» — собирать) проводятся по строго установленному маршруту с заданной графиком скоростью движения и являются

достаточно трудным видом автомобильных соревнований. В связи с этим и с целью упорядочить виды и типы участвующих в «ралли» автомобилей ФИА выпустила приложение к «Правилам», содержащее положение о туристских серийных автомобилях. Положение предусматривает следующие категории автомобилей:

1. Серийные туристские автомобили.
2. Усовершенствованные туристские автомобили.
3. Автомобили большого туризма.

Основное отличие автомобилей большого туризма от серийных туристских автомобилей состоит в том, что первые имеют специальные усовершенствованные кузова с большим багажным отделением в передней или задней части кузова. Кроме того, эти автомобили могут иметь кузова типа кабриолет (с открывающимся верхом и выдвигаемыми стеклами), обычно выпускаемые заводами мелкими сериями.

Для отнесения автомобиля к той или иной категории необходимо утверждение ФИА.

К туристским автомобилям указанных категорий предъявляются определенные технические требования.

У серийных туристских автомобилей техническими требованиями запрещается изменять рабочий объем двигателя. Отклонения диаметра цилиндра от номинала допускаются лишь в пределах возможного износа. При наличии у двигателя сменных гильз последние в случае износа должны быть заменены новыми, диаметр и материал которых должны соответствовать фирменным данным. Допускается замена изношенного двигателя новым, замена головки цилиндров и деталей кривошипно-шатунного механизма, но при условии сохранения величины общего рабочего объема и других размерных параметров конструкции. Допускается специальная регулировка карбюраторов, включая замену жиклеров или диффузоров. Выполненные заодно целое с корпусом карбюратора диффузоры могут быть обработаны расточкой. Изменение размера и формы впускного трубопровода, замена карбюратора, замена глушителя (или переделка его) с целью улучшения наполнения цилиндров горючей смесью не разрешаются. Амортизаторы подвески могут быть заменены амортизаторами от другого автомобиля,

однако это не должно вызвать изменения характеристик работы системы подвески. Не допускается замена телескопических амортизаторов рычажными и наоборот.

Допускается применение шин различных фирм, типов и моделей, но размер шин должен соответствовать технической характеристике завода — изготовителя автомобиля.

Запрещается заменять двери, крылья, капот, крышку багажника и другие детали кузова деталями той же формы, но изготовленными из другого материала, например легкого сплава или пластмассы.

Не допускается изменять количество мест в кузове автомобиля и использовать свободные сиденья для размещения на них запасных колес.

Приборы освещения дороги должны соответствовать требованиям международных дорожных правил. На каждом автомобиле обязательна установка не менее двух фар, лучи света которых ночью освещают полотно дороги перед автомобилем на расстоянии не менее 100 м. Расположение источников света должно отвечать следующим требованиям. Наивысшая световая точка на автомобиле без нагрузки не должна располагаться выше 1,2 м от полотна дороги, а самая низшая световая точка у автомобиля с нормальной нагрузкой не должна быть ниже 0,55 м. Противотуманные фары должны устанавливаться на высоте 0,25 м от полотна дороги.

Для обозначения габарита автомобиля сзади должны устанавливаться два фонаря (симметрично) с лампами по 15 в или один фонарь (посередине) с лампой в 25 в. Кроме того, сзади могут быть установлены фонари освещения дороги при движении автомобиля задним ходом.

Для категории усовершенствованных туристских автомобилей допускается увеличение степени сжатия двигателя путем изменения толщины прокладки или фрезерования привалочной плоскости головки цилиндров. Разрешается замена катушки зажигания и распределителя этими же приборами, но других типов и моделей, однако установка магнето вместо батарейного зажигания не допускается.

Разрешается замена колес; например, вместо дисковых могут быть поставлены колеса с тангентным спицами, но размер обода не должен изменяться.

В дополнение к изложенному следует указать, что серийными туристскими автомобилями с двигателями рабочего объема более 1 000 см³ считаются такие, которые были выпущены заводом в количестве не менее 1 000 экземпляров в год, а с двигателями рабочего объема менее 1 000 см³ — в количестве 600 экземпляров в год. Автомобили большого туризма должны быть выпущены заводом в количестве не менее 100 экземпляров в год.

Таблица 5

Средние скорости, показанные автомобилями, закончившими гонку в Ле-Ман (1962 г.)

Фирма автомобиля	Тип автомобиля	Пройденное расстояние за 24 часа, км	Средняя скорость движения, км/час
«Феррари»	Экспериментальный	4451,3	185,5
«Феррари»	Большого туризма	4384,1	182,7
«Феррари»	То же	4213,9	175,6
«Ягуар»	»	4166,6	173,6
«Ягуар»	»	4163,4	173,5
«Феррари»	Экспериментальный	3977,8	166,6
«Порше»	Большого туризма	3858,5	160,8
«Лотус»	То же	3847,0	160,3
«Феррари»	»	3779,3	157,5
«Альфа-Ромео»	»	3774,6	157,3
«Лотус»	»	3733,5	155,6
«Порше»	»	3655,7	152,3
«Морган»	»	3629,3	151,2
«Абарт-Симка»	Экспериментальный	3603,2	150,1
«Санбим»	»	3601,5	150,0
«Панар»	»	3427,0	142,8
«Бонз»	»	3421,5	142,6
«Бонз»	»	3396,9	141,5

Первоначально серийные туристские автомобили и автомобили большого туризма участвовали только в соревнованиях «ралли». С 1961 г. автомобили большого туризма допускаются к участию в скоростных соревнованиях спортивных автомобилей.

В 1962 г. в одном из основных соревнований на «Кубок конструкторов» — в 24-часовых испытаниях на выносливость, проводимых ежегодно в городе Ле-Ман (Франция), приняло участие 29 экспериментальных автомобилей и 26 автомобилей большого туризма. Полностью закончили гонку 18 автомобилей, спортивные результаты которых показаны в табл. 5.

Ниже приводится краткое описание конструкций некоторых специальных спортивных автомобилей и автомобилей большого туризма.

Для конструкторов и автомобилистов-спортсменов автомобили большого туризма представляют особый интерес, поскольку они проектируются и изготавливаются на базе серийных легковых автомобилей.

Одновременно открываются широкие возможности для участия отечественных заводов, изготовляющих легковые автомобили, в розыгрышах мирового чемпионата для автомобилей большого туризма.

Спортивный автомобиль ЕМВ. Несколько лет назад в Германской демократической республике был построен экспериментальный спортивный автомобиль класса 9 (см. стр. 9). Дальнейшая судьба этого автомобиля осталась неизвестной, однако конструкция его была весьма совершенной.

Двигатель (рис. 22) автомобиля шестицилиндровый, однорядный, рабочего объема 1475 см^3 ($66,0 \times 72,0 \text{ мм}$). Отношение хода поршня к диаметру цилиндра 1,09, что при 7000 об/мин коленчатого вала определяет скорость поршня $16,8 \text{ м/сек}$. Коленчатый вал установлен на четырех роликовых подшипниках. Клапаны помещены в головке цилиндров V-образно (с углом 40°), управляются двумя верхними распределительными валами посредством коротких коромысел. Для регулировки теплового зазора в приводе клапанов установка коромысел на осях выполнена на эксцентриковых втулках. Камера сгорания шатровая. Зажигание горючей смеси двойное, в каждой камере сгорания установлены две свечи. Два

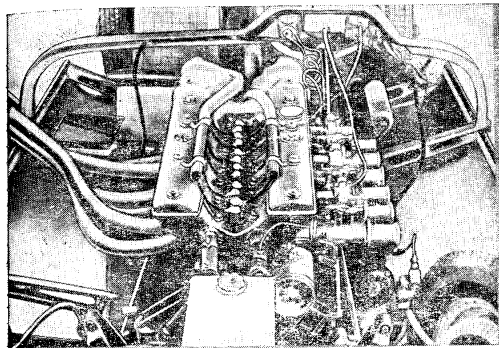


Рис. 22. Двигатель спортивного автомобиля ЕМВ

магнето расположены в задней части двигателя и получают привод от распределительных валов. Для приготовления рабочей смеси на каждые два цилиндра предусмотрено по отдельному двухкамерному карбюратору, горизонтального типа.

Мощность двигателя 142 л. с. при 7000 об/мин ($96,2 \text{ л. с./л.}$). Степень сжатия 9,0.

Для улучшения очистки цилиндров от отработавших газов путем исключения поех от противодавления в общем трубопроводе выпускные патрубки соединены попарно от не соседних по порядку работы цилиндров (т. е. 1 и 6, 2 и 5 и 3—4) и на некотором расстоянии от двигателя.

Крутящий момент расположенного впереди двигателя подводится к главной передаче через сцепление, четырехступенчатую коробку передач и карданный вал.

Задняя ось типа «де-Дион»; реактивные силы и моменты передаются от оси на раму шасси посредством продольных штанг с шаровыми шарнирами. В середине трубчатой оси предусмотрено шарнирное соединение с рамой, воспринимающее боковые усилия. Упругие элементы подвески — торсионные стержни. Телескопические

амортизаторы установлены с наклоном в сторону кузова, что увеличивает боковую жесткость подвески.

Передняя подвеска независимая, на двух поперечных рычагах (рис. 23). Верхний рычаг короткий, жестко связан с торсионным стержнем. Амортизаторы телескопические, установлены наклонно.

Для улучшения стабилизации передних колес при прямолинейном движении автомобиля поворотной стойке подвески придан угол продольного наклона 10° .

Тормоза колодочные с гидравлическим приводом. Для охлаждения барабанов применена весьма эффективная вентиляция их внутренней полости путем использования напора встречного воздуха. Энергичный теплоотвод обеспечивается также с помощью развитых ребер на ободе барабана.

Рама автомобиля трубчатая с одной поперечиной. Колеса с тангентными спицами, крепятся к ступице центральной гайкой.

Кузов автомобиля двухместный с крыльями, полностью закрывающими передние и задние колеса.

База автомобиля 2300 мм. Колея передних колес

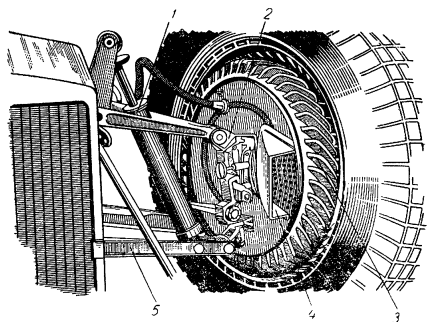


Рис. 23. Передняя подвеска автомобиля ЕМВ:
1 и 5 — рычаги подвески; 2 — поворотная стойка; 3 — тормозной барабан; 4 — воздухоприемник

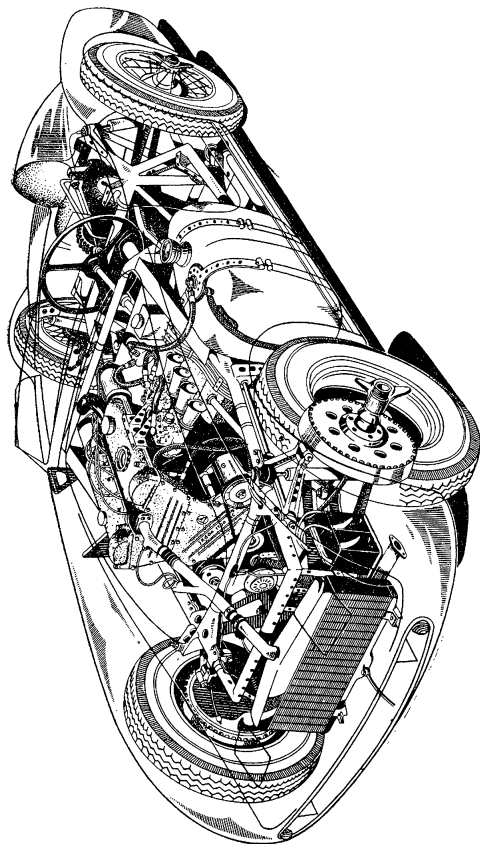


Рис. 24. Спортивный автомобиль «Шкода-1100»

1 200 мм, колея задних — 1 240 мм. Сухой вес автомобиля 700 кг ($\infty 5$ кг на 1 л. с.).

Максимальная скорость автомобиля 245 км/час.

Спортивный автомобиль «Шкода-1100». Чехословацкий автомобильный завод «Шкода» не выпускает серийных спортивных автомобилей. Описываемый образец с форсированным двигателем и двухместным кузовом был построен как экспериментальный (рис. 24). Конструкция автомобиля вполне современна и отличается оригинальностью.

Два автомобиля «Шкода-1100» в 1962 г. принимали участие в международных автомобильных соревнованиях в Ленинграде и заняли призовые места.

Двигатель автомобиля (рис. 25) четырехцилиндровый, однорядный, рабочего объема 1 089 см³ (68,0×75,0 мм), представляет собой форсированный вариант серийного двигателя модели 440. Головка цилиндров литая из алюминиевого сплава, с двумя распределительными валами и клапанами, установленными наклонно (угол 90°). Коленчатый вал трехопорный, установлен в подшипниках с тонкостенными вкладышами. Шатуны изготовлены из хромоникелевой стали. Днища поршней имеют конусообразные вытеснители. Зажигание горючей смеси двойное от двух магнето или двух распределителей, получающих привод непосредственно от распределительных валов. Свечи (по две на каждый цилиндр) имеют калильное число 350. Питание горючей смесью от двух горизонтальных (двухкамерных) карбюраторов с насадками для инерционного наддува. Карбюраторы соединены с двигателем гибкими трубопроводами, исключаящими передачу карбюраторам вибраций двигателя. Подача топлива к карбюраторам электропульсами*. Смазка двигателя принудительная от двух насосов, расположенных в картере. Поддон картера снабжен сильно развитым оребрением для лучшего охлаждения масла. Охлаждение двигателя водяное. При степени сжатия 9,25 двигатель развивает мощность 92 л. с. при 7 500 об/мин, крутящий момент 9,2 кгм при 5 500 об/мин.

Маховик двигателя непосредственно соединен корот-

* Электропульс — топливный насос не непрерывного действия, имеющий электромагнитный привод. Шток поршня или диафрагмы перемещается сердечником, находящимся в поле соленоида.

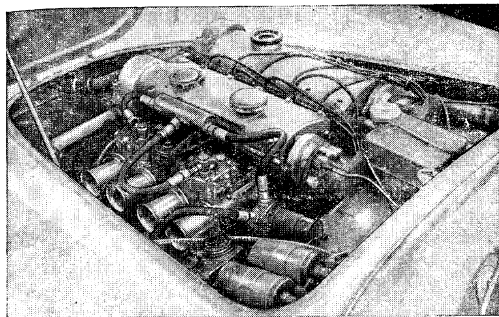


Рис. 25. Двигатель автомобиля «Шкода-1100»

ким карданным валом с блоком силовой передачи, расположенным у задней оси автомобиля (рис. 26). Сцепление многодисковое, работающее в масле. Выбор этого типа сцепления определился тем, что оно располагается на нижнем проходном валу, перед главной передачей, а поэтому должно быть малогабаритным. Коробка передач пятиступенчатая, с прямыми зубьями шестерен, размещена сзади главной передачи. Главная передача с коническими шестернями, имеющими спиральные зубья. Полуоси открытого типа, с одним карданным шарниром.

Подвеска задних колес независимая (рис. 27). Направляющий элемент подвески трубчатый, ось его качения расположена под углом к продольной оси автомобиля и наклонена передним концом вниз. Это, по разъяснению конструкторов фирмы, улучшает устойчивость автомобиля на поворотах. Упругий элемент подвески — торсион, установленный по оси качения направляющего элемента. Амортизаторы телескопические, расположены наклонно.

Передняя подвеска независимая, на поперечных рычагах с торсионами в качестве упругого элемента; торсионы расположены по оси качения верхних коротких рычагов. Все шарнирные сочленения передней подвески

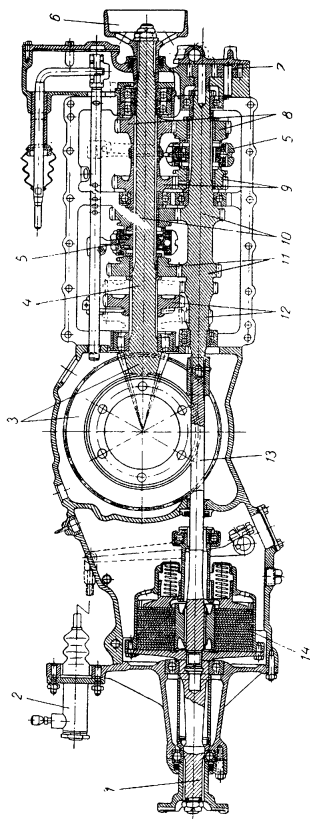


Рис. 26. Блок силовой передачи автомобиля «Шкода-1100».

1 — привод от двигателя; 2 — главный тормозной цилиндр; 3 — шестерня главной передачи; 4 — ведомый вал коробки передач; 5 — синхронизатор; 6 — тормозной барабан; 7 — масляный насос (для смазки механизма коробки передач); 8 — шестерни 5-й (прямой) передачи; 9 — шестерни 4-й передачи; 10 — шестерни 3-й передачи; 11 — шестерни 2-й передачи; 12 — шестерни 1-й передачи; 13 — многоступенчатое сцепление; 14 — ведущий вал коробки

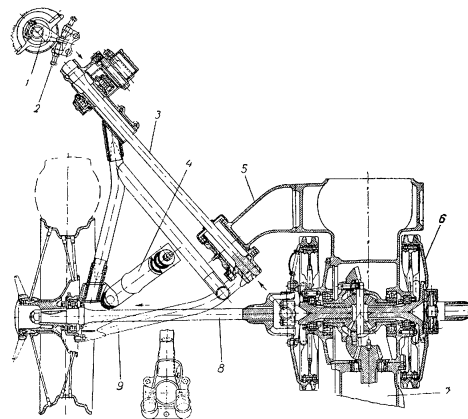


Рис. 27. Задняя подвеска автомобиля «Шкода-1100»;

1 — рычаг для начальной закрутки торсиона; 2 — болт для закрутки торсиона; 3 — торсион; 4 — амортизатор; 5 — кронштейн для жесткого крепления конца торсиона; 6 — тормозной барабан; 7 — картер к. п.; 8 — полуось; 9 — трубчатый рычаг подвески

выполнены на бронзовых втулках. Амортизаторы телескопические.

Тормоза колодочные, с гидравлическим приводом от двух главных цилиндров. Передние тормозные барабаны расположены у колес, задние — на полуосях, по сторонам главной передачи. Барабаны диаметром 275 мм, чугунные, снабжены для лучшего охлаждения наружной ребристой оболочкой из алюминия. Колодки отлиты из алюминиевого сплава, каждая получает привод от самостоятельного цилиндра. Ручной тормоз действует на ведомый вал коробки передач, снабженный тормозным барабаном. Рулевой механизм типа винт с гайкой, рулевое колесо съемное.

Основание автомобиля представляет собой ферму из тонких стальных труб. Колеса с тангентными спицами и

с дюралевым ободом шириной 3,5", крепятся к ступице центральной гайкой.

Кузов автомобиля двухместный, открытый, изготовлен из алюминиевых листов.

База автомобиля 2200 мм. Колея передних колес 1200 мм, задних — 1250 мм. Размеры автомобиля (длина × ширина × высота) 3880×1430×785 мм. Дорожный просвет 130 мм. Сухой вес автомобиля 550 кг.

Автомобиль ЗИЛ-112С. Московский автомобильный завод имени Лихачева ведет регулярную работу по проектированию, изготовлению и испытаниям экспериментальных спортивных автомобилей. Работа в основном преследует цели всесторонних исследований агрегатов и механизмов серийных легковых автомобилей в условиях повышенных нагрузок. Кроме того, проверяются различные усовершенствования и новые конструкции узлов и механизмов, намечаемых для применения на шасси будущих моделей легковых автомобилей.

Ниже приводится описание последнего образца спортивного автомобиля ЗИЛ модели 112С (рис. 28).

Незначительно измененный двигатель серийного производства восьмицилиндровый с V-образным расположением цилиндров, рабочего объема 6000 см³ (100×95 мм).

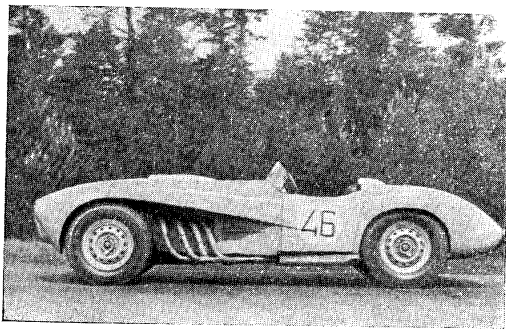


Рис. 28. Специальный спортивный автомобиль ЗИЛ-112С

Верхние клапаны приводятся от нижнего распределительного вала. Блок цилиндров чугунный с «мокрыми» гильзами. Головки цилиндров отлиты из алюминиевого сплава. Камера сгорания клиновидной формы, степень сжатия 10,5. Механизм газораспределения имеет механическую регулировку тепловых зазоров клапанов и несколько измененные фазы открытия и закрытия клапанов. Выпускные клапаны выполнены с натриевым охлаждением.

Питание горючей смесью осуществляется от трех карбюраторов Л-3, установленных на специальном впускном трубопроводе (рис. 29). Управление карбюраторами последовательное: при постепенном нажатии педали акселератора вначале работает один средний карбюратор, а затем в работу включаются два крайних карбюратора. Такое управление карбюраторами позволяет получить повышенный крутящий момент двигателя в начале разгона автомобиля. Применение раздельного для каждого цилиндра выпускных патрубков позволило повысить мощность двигателя на 11 л.с. Для улучшения охлаждения масла в системе смазки двигателя предусмотрен специальный радиатор, а поддон картера снабжен двумя сквозными трубами (диаметром 45 мм), пропускающими холодный воздух. Для снижения высоты двигателя вод-

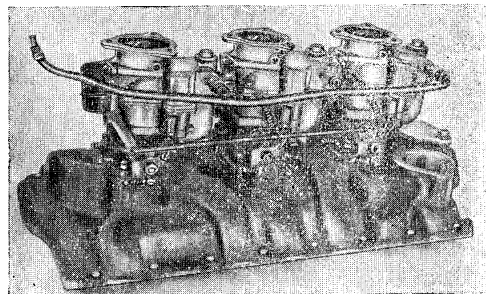


Рис. 29. Карбюраторы и впускной трубопровод двигателя автомобиля ЗИЛ-112С

ной насос опущен; производительность насоса повышена. Горячая вода из рубашек головок цилиндров к радиатору подводится по отдельным трубопроводам. В системе охлаждения вентилятор не предусмотрен.

Мощность двигателя 240 л. с. при 4 300 об/мин, крутящий момент 48 кгм. Вес двигателя без масла 353 кг.

Сцепление сухое, однодисковое, с гидравлическим управлением. Поршень рабочего цилиндра концентричен ведущему валу коробки передач. Коробка трехступенчатая, с центральным рычагом переключения передач; картер отлит из алюминиевого сплава. Карданный вал с двумя шарнирами. Главная передача двойная: пара конических шестерен со спиральными зубьями (передаточное число 3,09) и пара цилиндрических шестерен (редуктор). Крутящий момент к конической ведущей шестерне подводится валом, расположенным внизу картера. Сменой цилиндрических шестерен можно изменять общее передаточное число главной передачи, которое может быть 3,09 (если передаточное число редуктора равно 1), 2,62 или 3,65. Применен дифференциал повышенного трения, исключаяющий буксование колес в случае резкого нарастания крутящего момента при разгоне автомобиля. Колеса приводятся короткими полуосями с двумя карданными шарнирами на каждой.

Задняя подвеска автомобиля типа «де-Дион» с центральной балкой и двумя реактивными штангами (рис. 30). Для восприятия боковых сил балка оси связана с рамой автомобиля при помощи специального шарнирного устройства.

Передняя подвеска независимая, на поперечных рычагах, снабжена стабилизатором поперечной устойчивости. Упругие элементы обеих подвесок — цилиндрические спиральные пружины. Амортизаторы обеих подвесок телескопические. Рама автомобиля трубчатая, каждый лонжерон выполнен из двух расположенных в вертикальной плоскости труб. Материал труб — сталь 30ХГСА, диаметр 50 мм.

Тормоза автомобиля дисковые (диаметр диска 300 мм) с гидравлическим приводом от двух главных цилиндров. Рулевой механизм типа глобоидальный чер-

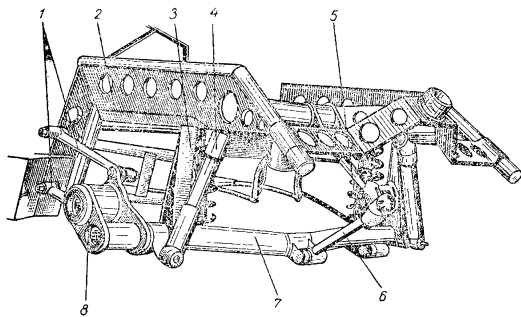


Рис. 30. Задняя ось автомобиля ЗИЛ-112С:
1 — реактивные штанги; 2 — рама шасси; 3 — ограничитель хода отбоя пружины; 4 — амортизатор; 5 — пружина; 6 — тяга шарнира, воспринимающего боковые усилия; 7 — трубчатая ось; 8 — кронштейн подшипника колеса

вяк и двухгребневой ролик; передаточное число 15. Колеса дисковые, диаметром 15". Шины размером 6,70—15".

При предварительных испытаниях автомобиль показал максимальную скорость 240 км/час.

Скоростные автомобили «Феррари». Автомобили «Феррари» впервые приняли участие в автомобильных соревнованиях в 1948 г., когда была выпущена первая модель с двенадцатицилиндровым двигателем рабочего объема 1 500 см³. Можно считать, что эта модель послужила прототипом для многих последующих моделей скоростных автомобилей «Феррари».

В настоящее время завод выпускает гоночные и спортивные автомобили, а также и автомобили большого туризма.

На последних гонках в г. Ле-Ман (1962 г.) пять автомобилей «Феррари» хорошо закончили дистанцию, заняв первое, второе, третье, шестое и девятое места. Некоторые технические данные двух экспериментальных автомобилей и одного большого туризма приведены в табл. 6.

Таблица 4

Краткая техническая характеристика скоростных автомобилей «Феррари»

Параметр	Модель автомобиля		
	246/СП	268/СП	330/ЛМ
Число мест	2	2	2
Число и расположение цилиндров двигателя . .	V-6	V-8	V-12
Угол развала цилиндров .	65°	90°	60°
Рабочий объем двигателя, см ³	2418	2645	3968
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	85×71	77×71	77×71
Степень сжатия	9,5	9,6	8,7
Мощность двигателя, л. с.	275	265	390
Скорость вращения коленчатого вала при наибольшей мощности, об/мин .	7 500	7 000	7 500
Расположение двигателя на автомобиле	заднее	заднее	переднее
Число ступеней в коробке передач	5+1	5+1	4+1
Тип тормозов	диск	диск	диск
Размер шин:			
передних колес	5,50—15"	5,50—15"	6,00—15"
задних колес	7,00—15"	7,00—15"	7,00—15"
База автомобиля, мм	2 320	2 320	2 420
Габаритные размеры автомобиля, мм:			
длина	4 060	4 060	4 360
ширина	1 480	1 480	1 675
высота	970	970	1 245
Сухой вес автомобиля, кг	660	660	950



Рис. 31. Автомобиль «Феррари» категории большого туризма

Общий вид автомобиля большого туризма модели 330/ЛМ показан на рис. 31.

Спортивный автомобиль «Ягуар». Легковые автомобили английской фирмы «Ягуар» регулярно принимают участие в большинстве соревнований скоростных автомобилей, они являются непременными участниками 24-часовых гонок в г. Ле-Ман. В этих гонках за последние годы автомобили «Ягуар» занимали следующие призовые места:

- 1951 г. — первое место;
- 1953 г. — первое, второе и четвертое места;
- 1954 г. — второе и четвертое места;
- 1955 г. — первое, четвертое и шестое места;
- 1957 г. — первое, второе, третье, четвертое и шестое места;
- 1960 г. — второе, четвертое и пятое места;
- 1962 г. — четвертое и пятое места.

Скоростные соревнования в г. Ле-Ман (непрерывная гонка продолжительностью 24 часа) проходят в очень тяжелых условиях. Победа в этих соревнованиях служит бесспорным доказательством высокого качества конструкции данного автомобиля.

Выставляя ежегодно свои автомобили на соревнования в г. Ле-Ман, фирма «Ягуар» каждый раз испытывает какой-нибудь новый механизм, узел или агрегат,

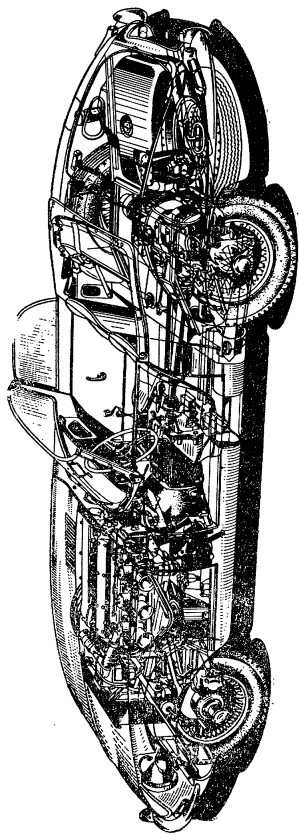


Рис. 32. Спортивный автомобиль «Ягуар» марки Е

например, новую систему питания двигателя, новую подвеску заднего моста, дисковые тормоза и т. п.

В 1962 г. завод выпустил новый автомобиль — марки «Е» (рис. 32), принимавший участие в соревнованиях по категории автомобилей большого туризма.

Двигатель (рис. 33) шестицилиндровый, однорядный, верхнеклапанный, рабочего объема 3781 см^3 ($87 \times 106 \text{ мм}$). Степень сжатия 9,0. Клапаны расположены V-образно и управляются двумя верхними кулачковыми валами. Максимальная мощность двигателя составляет 285 л.с. при 6500 об/мин, максимальный крутящий момент 35,8 кгм при 4000 об/мин. Вес двигателя 225 кг (без маховика).

В 1958 г. двигатели «Ягуар» оборудовались системой непосредственного впрыска топлива фирмы «Лукас», однако с 1959 г. на двигателях вновь устанавливались пс-

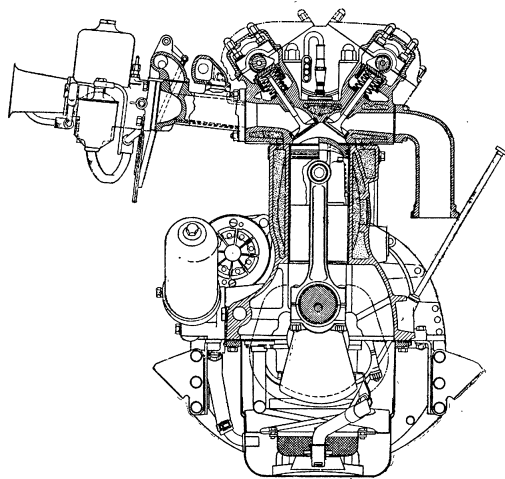


Рис. 33. Двигатель автомобиля «Ягуар» марки Е

три двухкамерных горизонтальных карбюратора. Подача топлива к карбюраторам на автомобиле модели «Е» двумя электропульсами. Смазка двигателя принудительная, с сухим картером. Емкость масляной системы 13,1 л. Емкость системы водяного охлаждения 27,2 л. Система зажигания двигателя батарейная, с номинальным напряжением в сети 12 в.

Сцепление однодисковое (диаметр диска 250 мм), с гидравлическим управлением. Коробка передач четырехступенчатая. Передаточные числа: 3,37; 1,86; 1,28 и 1. Карданный вал открытый. Главная передача с коническими шестернями гипоидного зацепления может иметь одно из следующих передаточных чисел — 2,93; 3,31 или 3,54.

Основанием автомобиля служит кузов, у которого передняя часть усилена подрамником, выполненным в виде фермы из стальных профилей (рис. 34).

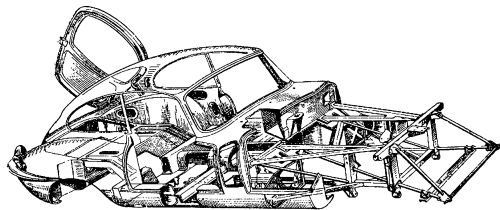


Рис. 34. Несущий кузов (закрытого типа) автомобиля «Ягуар»

Передняя подвеска независимая, на неравноплечных поперечно расположенных рычагах. Внутренние концы нижних рычагов соединены с торсионными стержнями, работающими частично и на изгиб.

В задней части кузова укреплена мощная скобообразная фансовая поперечина, открытая с нижней стороны. Во внутренней полости этой поперечины установлен картер главной передачи (рис. 35). Крутящий момент к колесам передается при помощи коротких полуосей с двумя карданными шарнирами у каждой. К поперечине шарнирно присоединены вилчатые направляющие ры-

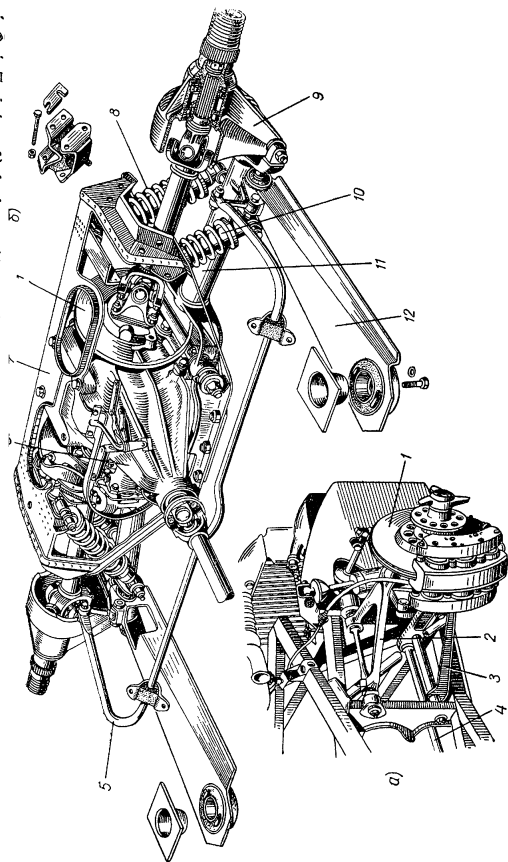


Рис. 35. Подвеска автомобиля «Ягуар»: а — передняя; б — задняя; 1 — дисковый тормоз; 2 — верхний рычаг; 3 — нижний рычаг со смещенным креплением торсиона; 4 — торсион; 5 — стабилизатор; 6 — картер главной передачи; 7 — скобообразная поперечина; 8 — пружина; 9 — кронштейн для размещения подшипников колеса; 10 — амортизатор; 11 — вилчатый рычаг подвески; 12 — реактивная штанга

чаги подвески, на которых установлены ступицы колес. Для передачи на кузов реактивных сил и моментов от ведущих колес предусмотрены продольные штанги, шарнирно соединенные с вильчатыми направляющими рычагами. Упругим элементом в задней подвеске служат витые пружины. Передняя и задняя подвески снабжены телескопическими амортизаторами и стабилизаторами поперечной устойчивости.

Колесные тормоза дисковые, диаметр диска 305 мм. Передние тормоза установлены у колес, задние — у главной передачи на полуосях. Привод к тормозам гидравлический, с сервоусилителем.

Рулевое управление с реечным механизмом. Колеса с тангентными спицами и с центральным креплением к ступице. Размер шин 6,50—15".

База автомобиля 2 440 мм. Колея передних и задних колес 1 280 мм. Габаритные размеры автомобиля (длина × ширина × высота) — 4450 × 1660 × 1220 мм. Сухой вес автомобиля 940 кг, максимальная скорость 290 км/час.

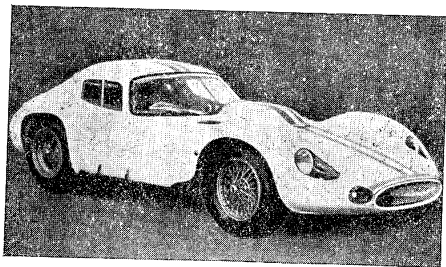


Рис. 36. Автомобиль «Мазерати» категории большого туризма

Автомобиль «Мазерати» категории большого туризма. Автомобиль «Мазерати» (рис. 36) с двухместным закрытым кузовом участвовал в 24-часовых гонках в г. Ле-Ман в 1962 г. по категории автомобилей большого туризма.

Двигатель автомобиля восьмицилиндровый, V-образный, рабочего объема 3920 см³ (91,0 × 75,0 мм). Угол развала цилиндров 90°. Степень сжатия 9,1. Мощность двигателя 360 л. с. при 7 200 об/мин, крутящий момент 37,8 кгм при 5 500 об/мин. Управление клапанами с помощью четырех верхних распределительных валов. Питание горючей смесью осуществляется от четырех двухкамерных карбюраторов «Вебер»-48-1ДМ. Подача топлива к карбюраторам механическим насосом и электроупльсом. Зажигание горючей смеси двойное. Охлаждение водяное; имеется дополнительный радиатор для охлаждения масла.

Сцепление многодисковое, сухое. Коробка передач с пятью ступенями для переднего хода, размещена у заднего моста. Дифференциал самоблокирующийся.

Основанием автомобиля служит низкая несущая ферма, изготовленная из труб диаметром 40 мм. Передняя подвеска независимая на двух поперечных рычагах треугольной формы. Амортизаторы телескопические.

Задняя ось типа «де-Дион»; для восприятия боковых сил балка оси снабжена центральным ползуном. Передача от балки оси на основание автомобиля реактивных сил осуществляется двумя параллельными штангами. Упругими элементами для передней и задней подвесок служат цилиндрические витые пружины, установленные наклонно.

Тормоза дисковые на всех колесах, с гидравлическим приводом от двух независимо работающих главных цилиндров. Ручной тормоз механический, действует на задние колеса.

Колеса с тангентными спицами и с центральным креплением к ступице. Размер шин 7,00—16" и 6,00—16". Кузов из дюралюминиевых штамповок.

База автомобиля 2 300 мм. Колея передних колес 1 200 мм, задних — 1 230 мм. Минимальный дорожный просвет 130 мм. Сухой вес автомобиля 1 270 кг. Максимальная скорость 300 км/час.

В заключение настоящего подраздела приводится табл. 7, в которой даны основные параметры, оценивающие конструкцию некоторых, не вошедших в описание автомобилей категории большого туризма.

Таблица 1

Параметры конструкции некоторых автомобилей категорий
большого туризма

Фирма автомобиля	Число цилиндров двигателя	Рабочий объем двигателя, см ³	Эффективная мощность, л. с.	Литровая мощность, л. с./л	Сухой вес автомобиля, кг	Удельный вес автомобиля, кг/л. с.
«Альфа-Ромео»	4	1290	116	90,0	860	7,4
»	4	1975	131	66,5	1180	9,0
«Фасель-Вега»	4	1647	115	69,8	990	8,6
«Лотус»	6	1216	75	61,6	610	8,1
«Порше»	4	1582	102	64,5	840	8,2
«Феррари»	12	2953	300	101,4	1280	4,3
«Мерседес-Бенц»	6	2996	240	80,0	1320	5,5
«Эйстон-Мартин»	6	3670	330	90,0	1260	3,8
«Ягуар»	6	3440	210	61,0	1480	7,1
«Мазерати»	6	3485	245	70,4	1450	5,9
»	8	3920	360	92,0	1270	3,6
«Крайслер»	8	6884	375	54,5	—	—
«Фасель-Вега»	8	6286	390	62,1	1830	4,7

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СКОРОСТНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К СКОРОСТНЫМ АВТОМОБИЛЯМ

Как было показано в предыдущем разделе, в зависимости от вида соревнований и типа скоростного автомобиля изменяется форма его кузова, конструкция агрегатов шасси и двигателя. Несколько обособлены в конструктивном отношении рекордные автомобили в силу особой специфичности условий их применения. Однако к скоростным автомобилям всех видов, типов и категорий предъявляются общие требования, определяющие такие их важнейшие качества, как динамические качества, устойчивость на высоких скоростях движения маневренность и надежность.

Динамические качества автомобиля

К динамическим качествам автомобиля относятся а) наибольшая возможная скорость; б) приемистость —

способность разогнаться; в) эффективность торможения, т. е. способность быстро останавливаться.

Динамические качества автомобиля зависят от величины мощности и крутящего момента двигателя и передаточных чисел агрегатов силовой передачи, с одной стороны, и величины сопротивления воздуха движению автомобиля и сопротивления качению — с другой. Чем больше первые и меньше вторые величины, тем выше скорость и приемистость автомобиля.

Определенное влияние на приемистость автомобиля оказывает также приемистость его двигателя, т. е. способность последнего быстро увеличивать скорость вращения коленчатого вала при резком нажатии на педаль акселератора. Это качество двигателя, в свою очередь, зависит от числа цилиндров, момента инерции маховика и веса деталей кривошипно-шатунного механизма и в большой степени от рабочей характеристики карбюраторов.

Кроме конструктивных данных двигателя, на динамические качества автомобиля оказывают существенное влияние правильность выбора передаточных чисел в силовой передаче, а также число ступеней в коробке передач.

Эффективность торможения автомобиля зависит от величины рабочей поверхности трущихся элементов одновременно действующих тормозов, числа затормаживаемых колес и силы, действующей в приводе тормозов.

Максимальные скорости современных скоростных автомобилей различны: наивысшие скорости достигнуты рекордными автомобилями; у дорожно-гоночных и спортивных экспериментальных автомобилей эти скорости в зависимости от класса находятся в пределах 200—300 км/час.

Приемистость автомобиля, т. е. способность быстро разогнаться, определяется величинами максимальных ускорений автомобиля на передачах. Имея график ускорений данного автомобиля на передачах в зависимости от скорости движения, можно точно установить моменты оптимального перехода с одной передачи на другую, т. е. получения предельно быстрого разгона. Величины максимальных ускорений могут определяться экспериментально с помощью специальных приборов — акселерометров. Однако ускорения, хотя и строго оценивают

динамическое качество автомобиля, все же недостатки не наглядны.

Наиболее простым и доступным способом оценки приемистости автомобиля следует считать определение пути или времени, требуемого автомобилем для достижения заданной скорости (например, 100 или 120 км/час) при разгоне с места. Показательно также определение времени на прохождение автомобилем одного километра при разгоне с места.

Для современных лучших скоростных автомобилей, предназначенных для гонок на кольцевых трассах, время разгона до скорости 100 км/час с места составляет 8—9 сек. Соответственно рекордная скорость прохождения одного километра с места равна 213,66 км/час.

Динамические качества однотипных скоростных автомобилей могут сравнительно оцениваться удельной мощностью двигателя или удельным весом автомобиля.

Такие удельные показатели для скоростных автомобилей (за исключением рекордных и дорожно-гоночных) приведены в табл. 8.

Таблица 8

Удельные показатели спортивных экспериментальных (прототипов) и туристских (большого туризма) автомобилей

Рабочий объем двигателя автомобиля, л	Мощность двигателя, л. с.	Сухой вес автомобиля, кг	Удельный вес автомобиля, кг/л.с.
1,0—1,5	70—140	400—800	2,9—11,5
1,5—2,0	85—190	600—950	3,1—10,5
2,0—3,0	125—300	700—1 000	2,5—8,0
3,0—5,0	170—360	800—1 100	2,2—6,0
5,0—8,0	400	1 300	3,2

Тормозные качества автомобиля нагляднее всего характеризуются длиной пути торможения с определенной начальной скорости*. Однако при сопоставлении большого числа автомобилей по этому показателю затруднительно обеспечить одинаковые условия испытания, поскольку на путь торможения влияют многочисленные

* Более строгим оценочным показателем следует считать отрицательное ускорение (замедление) автомобиля.

факторы (точность отсчета начальной скорости движения, состояние полотна дороги и др.).

Для оценки тормозных качеств скоростных автомобилей целесообразно пользоваться отношением суммарной площади фрикционных накладок тормозных колодок к собственному весу автомобиля. Для большинства современных скоростных автомобилей, имеющих барабанные тормоза, эта величина находится в пределах 1 500—1 800 см²/г.

Применение аналогичной оценки тормозных качеств к автомобилям, оборудованным дисковыми тормозами, непоказательно и несравнимо с параметрами барабанных тормозов. Объясняется это тем, что в конструкции дисковых тормозов площадь фрикционных накладок зависит не только от диаметра диска, но и от количества колодок, число которых может быть различным.

Устойчивость автомобиля

Для успешного участия в скоростных соревнованиях, когда динамические качества автомобиля используются предельно, его устойчивость приобретает важнейшее значение.

Устойчивость автомобиля — это способность его противостоять боковому заносу и опрокидыванию при движении по прямой, на поворотах и при торможении. К качеству устойчивости автомобиля тесно примыкает качество управляемости, т. е. способность автомобиля автоматически держать заданное органами управления направление.

Устойчивость и управляемость автомобиля неразрывно связаны с боковой упругостью и боковым уводом резиновых шин.

Основным условием устойчивого движения и надежного управления автомобилем является непрерывная связь (контакт) шин с дорогой.

Устойчивость и управляемость автомобиля в большой степени зависят от конструктивного выполнения его узлов и агрегатов, а также и от общей его компоновки.

Нижеречисленные элементы конструкции автомобиля определяют его устойчивость: а) высота расположения центра тяжести; б) длина базы и размеры колес

колес; в) распределение общего веса автомобиля по осям; г) жесткость рамы (или фермы основания); д) характеристика подвески; е) углы установки передних колес (наклоны шкворня, развал колес); ж) распределение тормозных сил по колесам; з) конструкции и размер шин.

Понижение центра тяжести автомобиля является одним из важнейших условий повышения устойчивости против опрокидывания при движении на поворотах. Чем ниже расположен центр тяжести, тем с большей скоростью и с меньшим радиусом поворота сможет автомобиль безопасно проходить закругления дороги.

Однако в некоторых случаях снижение центра тяжести путем низкого размещения аккумуляторных батарей, бензобаков, запасных колес или части вспомогательного оборудования может привести к неоправданному удлинению базы автомобиля и, возможно, к невыгодному распределению общего веса по осям. Последнее часто служит причиной склонности автомобиля к заносу, сказывается на понижении жесткости рамы, что, в свою очередь, отрицательно влияет на устойчивость автомобиля.

При выборе длины базы скоростного автомобиля следует учитывать, что короткая база уменьшает общий вес, позволяет быстрее проходить крутые повороты, повышает жесткость рамы и при данной компоновке агрегатов увеличивает нагрузку на заднюю ось. Последнее благоприятно, так как улучшается сцепление ведущих колес с дорогой, которое у современных скоростных автомобилей, имеющих мощные двигатели и малый вес, часто недостаточно.

Однако длинная база определяет большую устойчивость автомобиля при движении по прямой и позволяет применить кузов, имеющий наиболее правильную аэродинамическую форму.

Анализ конструкций современных скоростных автомобилей показывает, что в большинстве случаев длина базы находится в пределах 2200—2800 мм, а колея передних колес — 1250—1450 мм. Это дает отношение длины базы к колее 1,75—2,00.

Для получения хорошей устойчивости движения автомобиля следует поровну распределить его общий вес по осям. В случае необходимости, вызываемой компо-

новкой автомобиля, допускается некоторое увеличение веса, приходящегося на переднюю ось. Однако вес, приходящийся на задние колеса (сцепный вес), должен быть достаточно высоким, чтобы обеспечить реализацию полной силы тяги на первой передаче без пробуксовки колес. На практике это требование выполнить довольно трудно.

Влияние на устойчивость автомобиля жесткости рамы, характеристик подвесок, стабилизации передних колес и др. рассматривается дальше в соответствующих местах текста.

Маневренность автомобиля

Под маневренностью автомобиля понимается его способность быстро изменять направление движения, а также разворачиваться без применения заднего хода при минимальной ширине дороги.

Маневренность автомобиля определяется радиусом его поворота и числом оборотов рулевого колеса, требуемым для поворота направляющих колес из одного крайнего положения в другое. Конкретно маневренность автомобиля зависит от величины максимального угла поворота передних колес, длины базы автомобиля и передаточного числа рулевого привода. Чем меньше радиус поворота и меньше передаточное число рулевого привода, тем быстрее и круче может развернуться автомобиль. Однако для удержания автомобиля на выраже малое передаточное число рулевого привода требует от гонщика повышенного усилия на руле.

Рулевое управление скоростного автомобиля должно иметь особо жесткий рулевой привод. Кинематическая связь рулевого колеса (гонщика) с управляемыми колесами должна полностью исключать появление каких-либо люфтов в шарнирных сочленениях, деформаций деталей или запаздывания в работе отдельных звеньев.

Для скоростных автомобилей большей частью используются рулевые управления серийных легковых автомобилей. Чаще всего применяются рулевые механизмы типа винт с гайкой или реечные с малыми зазорами в зацеплении. Рулевые механизмы характеризуются полной обратимостью и малыми передаточными числами, что необходимо для обеспечения быстрого поворота

передних колес. Полный поворот передних колес скоростного автомобиля обычно осуществляется за один-полтора оборота рулевого колеса.

Надежность автомобиля

Если надежность обычных серийных легковых автомобилей оценивается количеством километров пробега, пройденных без поломок и нарушений регулировок механизмов, то надежность скоростных автомобилей, кроме этого, должна оцениваться еще безотказностью работы и полной безопасностью при длительном движении с высокими скоростями.

Надежность скоростного автомобиля зависит главным образом от конструктивного выполнения отдельных агрегатов и механизмов, а также автомобиля в целом, от величин рабочих напряжений, допущенных в деталях, т. е. запасов прочности, принятых при проектировании. Наконец немаловажное значение для надежности автомобиля имеет качество производственного исполнения его деталей, сборки и окончательной доводки.

К числу конструктивно-технологических мероприятий, повышающих надежность автомобиля, относятся:

- а) экспериментальная проверка и выбор в лабораториях формы материала и обработки детали, обеспечивающих высокую жесткость всего узла.

Недостаточная жесткость одной детали в узле обычно вызывает повышение напряжений в других деталях и нарушает правильность работы сопряжений;

- б) выбор надлежащей кинематической схемы в механизмах, обеспечивающей взаимодействие деталей без перенапряжений;

- в) использование особо высококачественных материалов, позволяющих увеличить прочность и одновременно сократить вес и размеры детали;

- г) уменьшение трения между подвижными сопрягающимися деталями путем максимального использования подшипников качения взамен подшипников скольжения;
- д) высококачественная обработка, назначение правильных зазоров в сопряжениях и достаточно интенсивная смазка трущихся деталей.

В процессе производства деталей скоростного автомобиля важное значение имеет контроль их качества.

Наиболее ответственные детали, к которым в первую очередь относятся детали механизмов управления и ходовой части автомобиля, например тяги рулевого управления, рычаги и оси подвесок, детали тормозов, обязательно должны подвергаться дефектоскопии при помощи магнитных и рентгеновских методов.

Не менее тщательно следует контролировать операции сборки и регулировки узлов, механизмов, агрегатов и автомобиля в целом. При последующей доводке автомобиля устанавливают окончательную пригодность конструкции узла, механизма или агрегата и правильность выбранной регулировки.

При подготовке автомобиля к скоростным соревнованиям некоторые его приборы и оборудование, например карбюратор, бензонасос, распределитель и свечи зажигания, подвергают лабораторному контролю.

ДВИГАТЕЛЬ

Общие требования к конструкции двигателя

Двигатели современных скоростных автомобилей работают в условиях больших нагрузок и резко переменных режимов. Кроме высокой мощности на больших оборотах колчатого вала, эти двигатели должны развивать достаточную мощность в широком интервале средних оборотов, а также устойчиво работать на всех режимах. Иными словами, двигатель должен обеспечить автомобилю высокую приемистость при разгонах, большую максимальную скорость и одновременно хорошо приспособляться к изменению внешней нагрузки.

В большинстве случаев соревнования проводятся на специально выбранных коротких кольцевых трассах. Характерные для таких трасс обилие поворотов, переменный профиль дороги, а также загруженность трассы конкурентами создают для двигателя на всем протяжении гонки резко переменный режим работы.

Характеристики двигателя для скоростного автомобиля в большой степени зависят от его конструктивного выполнения. Нередко однотипные (например, верхнеклапанные) двигатели, имеющие одинаковые (или близкие по величине) рабочие объемы, развивают совершенно различные мощности, крутящие моменты и другие параметры скоростных характеристик. Объясняется это

различием в видах форсировки, соотношениях важных размеров базовых деталей и совершенстве конструкции отдельных элементов.

К конструкции быстроходного мощного двигателя скоростного автомобиля предъявляются следующие основные требования:

- а) возможно высокое сжатие рабочей смеси;
- б) минимальный вес вращающихся и поступательно движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма и деталей газораспределения;
- в) возможно меньшая скорость поршня;
- г) малая высота подъема клапанов и наличие слабые клапанных пружин;
- д) низкая скорость смеси в газовых каналах у клапанов;
- е) возможно широкие фазы газораспределения;
- ж) статическая и динамическая балансировка вращающихся и поступательно движущихся деталей;
- з) минимальные потери энергии на внутреннее трение в двигателе и в обслуживающих механизмах и приводах, а также на привод вспомогательного оборудования;
- и) эффективное зажигание рабочей смеси, обеспечение коротких путей распространения пламени;
- к) подбор карбюраторов (тип и регулировка), обеспечивающих одинаковое наполнение всех цилиндров.

Типы двигателей

Изменение величины эффективной мощности двигателя в зависимости от числа оборотов коленчатого вала при полностью открытом дросселе называется скоростной, или внешней, характеристикой двигателя.

По форме и характеру протекания скоростной характеристики двигатели скоростных автомобилей могут быть отнесены к одной из двух групп.

К первой группе относятся двигатели, построенные на базе существующих в производстве двигателей серийных автомобилей. Путем модернизации конструкции серийного двигателя, например повышения степени сжатия, изменения фаз газораспределения, установки головок цилиндров с измененными клапанами и т. п., повышают его мощность, число оборотов коленчатого вала и

другие показатели. Литровая мощность модернизированных двигателей обычно составляет 40—70 л. с./л. Применяются такие двигатели на экспериментальных автомобилях и автомобилях большого туризма.

Ко второй группе двигателей относятся форсированные, особо быстроходные двигатели, спроектированные и построенные специально для скоростных автомобилей. Удельные показатели этих двигателей составляют 100—130 л. с./л. и 0,5—1,0 кг/л.с.

Двигатели второй группы более прогрессивны, так как при их проектировании используются новейшие достижения автомобильной техники, а расчет их деталей ведется на максимально допустимые напряжения, иначе говоря, инженерные задачи решаются смелее.

Форсированные специальные двигатели применяются на дорожно-гоночных или рекордных автомобилях, предназначенных для установления рекордов скорости на длинные дистанции. Рекордные автомобили для коротких дистанций обычно оборудуются поршневыми двигателями с компрессорами.

В последние годы на рекордных автомобилях получают применение газотурбинные двигатели.

Известны два следующих способа форсировки двигателя внутреннего сгорания:

- а) путем увеличения степени сжатия, повышающей термический η п. д.;
- б) путем увеличения коэффициента наполнения, повышающего среднее эффективное давление.

Если первый способ форсировки двигателя ограничивается антидетонационными качествами топлив и связан с применением специальных топлив (бензола, метанола и др.), то второй способ форсировки, как показывают эксперименты и литературные данные, предоставляет конструктору большие возможности.

Скоростной характеристике форсированного двигателя по сравнению с такой характеристикой обычного двигателя присущи следующие особенности:

- а) максимальное значение мощности (перегиб кривой) приходится на более высокие обороты коленчатого вала.

У современных форсированных двигателей перегиб характеристики наблюдается в диапазоне скорости вращения коленчатого вала 7 000—10 000 об/мин;

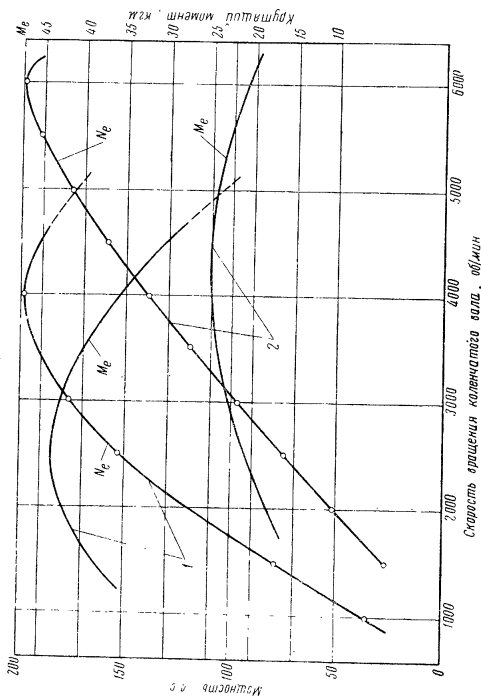


Рис. 37. Скоростные характеристики серийного и форсированного двигателей.

б) максимальное значение крутящего момента приходится на относительно большую скорость вращения коленчатого вала 3 000—5 000 об/мин, при этом абсолютное значение момента снижено. Кроме того, кривая изменения крутящего момента по оборотам располагается более полого.

На рис. 37 для сравнения показаны скоростные характеристики форсированного и обычного серийного двигателей, развивающих одинаковые максимальные мощности.

Реальные скоростные характеристики двигателей некоторых спортивных и дорожно-гоночных автомобилей приведены на рис. 38.

В соответствии с особенностями скоростных характеристик форсированного двигателя у автомобиля, снабженного таким двигателем, наблюдается:

- 1) недостаточно устойчивая работа двигателя при малой скорости движения и необходимость трогания с места при повышенных оборотах коленчатого вала;
- 2) низкая приемистость автомобиля в начале разгона и необходимость в частом переключении передач при движении с переменным режимом;
- 3) плохая приспособляемость двигателя к возрастающей внешней нагрузке.

Для компенсации указанных эксплуатационных недостатков у скоростных автомобилей с форсированными двигателями применяют коробки передач с увеличенным числом ступеней.

В то же время форсированному двигателю присущи следующие положительные особенности: а) повышенный термический к.п.д., получаемый благодаря использованию высокой степени сжатия; б) меньший рабочий объем при одинаковой максимальной мощности; в) меньший вес и меньшие габаритные размеры; г) меньший расход топлива.

Для оценки совершенства и степени форсировки современных двигателей в известной мере может служить такой критерий, как литровая мощность. Однако литровая мощность не всегда свидетельствует о совершенстве рабочего процесса в цилиндре, так как ее высокое значение может быть достигнуто исключительно за счет быстройходности двигателя.

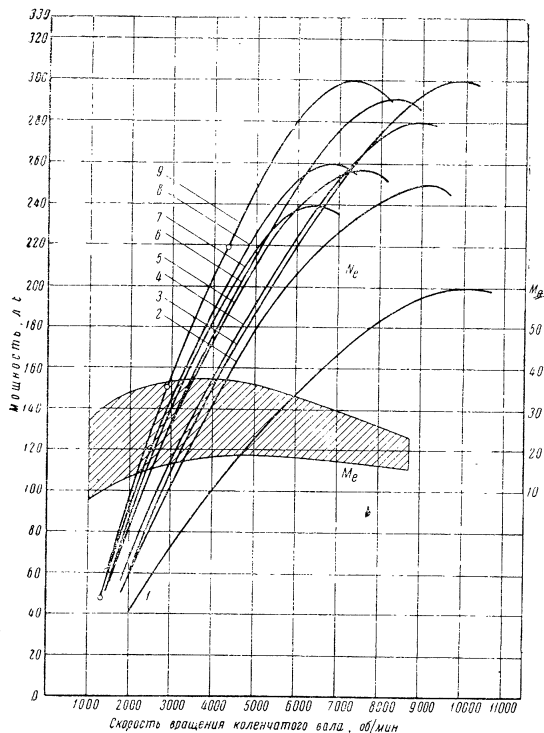


Рис. 38. Скоростные характеристики спортивных и дорожно-гоночных автомобилей:

1 — «Феррари»; 2 — БРМ; 3 — «Мазерати»; 4 — «Феррари»; 5 — «Гордини»; 6 — «Мерседес-Бенц»; 7 — «Конноут»; 8 — «Феррари»; 9 — «Мазерати»

Проф. Л. В. Клименко в свое время указывал на данный недостаток принятого критерия качества форсировки двигателя и рекомендовал пользоваться условным коэффициентом, названным им приведенным модулем мощности* (по другим источникам — «литрооборотная мощность»). Приведенный модуль мощности определяется уравнением:

$$K_N = 100 \frac{N_e \text{ макс}}{V_h n_{\text{макс}}},$$

где N_e — максимальная мощность, л. с.;

V_h — рабочий объем двигателя, л.;

n — скорость вращения коленчатого вала, об/мин.

Величина K_N , будучи пропорциональной величине крутящего момента, отнесенного к единице рабочего объема двигателя, точнее оценивает качество форсировки, так как учитывает и совершенство рабочего процесса, и быстроходность двигателя.

Для оценки приспособляемости двигателя к изменению внешней нагрузки служит так называемый коэффициент приспособляемости K_M , определяемый как отношение величины максимального крутящего момента $M_{\text{макс}}$ к величине крутящего момента M при максимальной мощности на полном открытии дросселя.

$$K_M = \frac{M_{\text{макс}}}{M_N \text{ макс}}.$$

Ниже в табл. 9 и 10 приводятся значения основных мощностных параметров современных двигателей дорожно-гоночных и туристских автомобилей и рассчитанные по этим параметрам коэффициенты K_N и K_M .

Из таблиц следует, что у большинства двигателей дорожно-гоночных автомобилей K_N находится в пределах 1,30—1,55, тогда как у двигателей туристских автомобилей этот коэффициент не превышает 1,25, а в некоторых случаях он даже менее единицы.

Что же касается коэффициента приспособляемости K_M , то он у двигателей дорожно-гоночных автомобилей, как правило, ниже, чем у двигателя туристских автомобилей, и находится в пределах 0,95—1,05.

* Л. В. Клименко. Проектирование быстроходных двигателей. Изд. Кубуч, Ленинград, 1930 г.

Таблица 9

Основные мощностные параметры двигателей дорожно-гоночных автомобилей

Фирма автомобиля	Рабочий объем двига- теля, л	Мощность, д. с.	Число об/мин при макс- мальной мощности	Максималь- ный крутящий момент, кгм	Литровая мощность, д.с./л	Приведенный момент, Км	Кoeffициент приспособле- мости, Км
«Лотус»	1,475	142	7 200	—	96,4	1,34	—
«Феррари»	1,476	200	10 000	14,3	135,2	1,35	1,0
«Феррари»	1,480	190	9 400	14,6	128,2	1,37	1,01
«Купер»	1,494	180	9 000	—	120,3	1,34	—
«Лола»	1,494	184	9 000	16,0	123,0	1,37	1,09
«Лотус»	1,494	182	8 900	16,1	121,8	1,37	1,10
«Порше»	1,497	200	10 000	—	133,5	1,33	—
БРМ	1,498	193	10 250	—	129,0	1,26	—
«Феррари»	1,983	210	7 500	20,5	106,0	1,41	1,02
«Лянчиа»	2,487	260	8 200	22,7	104,1	1,27	1,0
«Феррари»	2,487	270	8 000	24,1	108,3	1,35	0,99
«Феррари»	2,490	280	9 000	22,3	112,3	1,25	1,01
БРМ	2,490	250	9 000	19,8	100,3	1,12	0,99
«Бенвол»	2,490	280	7 400	27,6	112,3	1,52	1,02
«Мазерати»	2,496	275,0	7 600	24,9	110,0	1,45	0,96
«Мерседес-Бенц»	2,496	290	8 200	25,4	116,3	1,42	1,0
«Мазерати»	2,499	300	10 000	21,4	120,0	1,20	1,00
«Феррари»	2,499	265	6 800	28,0	106,0	1,56	1,02
«Феррари»	2,862	260	6 800	32,0	90,7	1,33	1,18
«Мазерати»	2,987	300	7 500	36,5	100,2	1,34	1,27
«Кобра»	4,261	260	5 800	—	61,0	1,05	—
«Чапоррел»	5,200	330	6 500	—	63,5	0,98	—
«Скараб»	6,400	285	6 000	45,5	44,5	0,74	1,34

Таблица 10

Основные мощностные параметры двигателей спортивных и туристских автомобилей

Фирма автомобиля	Рабочий объем двига- теля, л	Мощность, д. с.	Число об/мин при макс- мальной мощности	Максималь- ный крутящий момент, кгм	Литровая мощность, д.с./л	Приведенный момент, Км	Кoeffициент приспособле- мости, Км
«Абарт»	0,847	60	5 800	7,5	70,7	1,22	—
«Паннар»	0,850	42	5 000	8,0	49,5	0,99	1,33
МГ	0,948	50	5 500	7,0	52,7	0,96	1,17
«Лотус»	1,216	75	6 500	10,3	61,6	0,95	1,24
«Симка»	1,290	70	5 200	11,0	54,3	1,04	1,13
«Порше»	1,498	110	7 000	12,1	73,5	1,05	1,07
«Порше»	1,582	102	5 500	13,6	64,5	1,17	1,02
«Санбим»	1,592	86	5 000	12,9	54,0	1,08	1,05
МГ	1,622	93	5 600	13,4	57,2	1,02	1,05
«Фассель-Вега»	1,647	115	6 400	16,5	69,8	1,09	1,27
«Конноут»	1,760	107	5 500	14,9	60,8	1,10	1,07
«Фиат»	1,795	97	5 300	13,9	54,0	1,02	1,06
«Мерседес-Бенц»	1,897	120	5 800	15,7	63,3	1,09	1,06
«Бристоль»	1,971	141	5 750	20,5	71,5	1,24	1,17
«Фиат»	1,990	110	6 000	14,9	55,3	0,92	1,13
«Мерседес-Бенц»	2,198	134	5 000	21,1	61,0	1,22	1,10
«Лянчиа»	2,458	138	5 100	20,9	56,2	1,10	1,08
«Пегассо»	2,470	165	6 500	19,0	66,8	1,03	1,04
«Даймлер»	2,549	140	5 800	21,4	54,9	0,95	1,24
«Феррари»	2,560	170	7 000	21,0	66,5	0,95	1,21
«Эйстон-Мартин»	2,580	140	5 500	20,0	54,4	0,99	1,10
«Пегассо»	2,810	250	6 500	30,0	89,0	1,37	1,09
«Феррари»	2,953	300	7 400	30,9	101,4	1,37	1,03
«Мерседес-Бенц»	2,996	240	6 100	28,4	80,0	1,31	1,01
«Фрезер-Нэш»	3,168	173	5 000	26,8	54,6	1,09	1,08
«Ягуар»	3,440	210	6 000	29,6	61,0	1,02	1,18
«Мазерати»	3,485	245	5 800	35,7	70,4	1,21	1,12
«Эйстон-Мартин»	3,670	263	5 700	33,6	71,7	1,26	1,02
«Эйстон-Мартин»	3,670	330	6 000	40,2	90,2	1,50	1,01
«Ягуар»	3,781	285	6 000	38,0	75,4	1,26	1,12
«Лагонда»	3,995	236	5 000	36,5	59,0	1,18	1,08
«Феррари»	4,100	250	6 500	32,0	61,0	0,94	1,16
«Мазерати»	4,950	350	6 200	41,9	70,7	1,14	1,03
«Феррари»	4,968	400	6 750	44,7	80,6	1,19	1,05
«Крайслер»	6,884	375	5 000	68,3	54,5	1,09	1,27

Преимущества приведенного модуля мощности по сравнению с литровой мощностью как оценочного показателя форсировки двигателя в сочетании с рациональностью конструкции становятся особо очевидными, если сравнить между собой попарно четыре двигателя, приведенные в табл. 10.

Так, например, два двигателя «Феррари» и «Пегассо», близкие по рабочему объему (2,56 и 2,47 л), развивающие близкие мощности (170 и 165 л.с.), примерно одинаковые по быстроходности (7 000 и 6 500 об/мин), имеют практически одинаковые литровые мощности (66,5 и 66,8 л.с./л), но различаются приведенными модулями (0,95 и 1,03). Отсюда можно заключить, что двигатель «Пегассо» совершеннее двигателя «Феррари» в конструктивном отношении.

Такой же вывод следует сделать в пользу двигателя «Ягуар» (рабочего объема 3,44 л) при сравнении его с двигателем «Феррари» (рабочего объема 4,1 л).

Следует отметить, что для автомобилей, устанавливающих рекорды скорости на прямолинейном участке дороги, высокая приемистость двигателя, устойчивая его работа при переменных режимах и хорошая приспособляемость к изменению внешней нагрузки не имеют решающего значения. Поэтому для таких автомобилей может быть выбран форсированный, быстроходный двигатель, имеющий низкое значение K_M .

Для автомобилей, соревнующихся на кольцевых трассах или обычных шоссежных дорогах, пролегающих часто в горах или по пересеченной местности, приемистость двигателя приобретает решающее значение, а хорошая приспособляемость к изменению внешней нагрузки становится весьма желательной. Для таких автомобилей следует выбирать двигатель, форсированный не только за счет быстроходности, но и имеющий высокое значение K_M . Применение для этих автомобилей многоступенчатой коробки передач, т. е. использование искусственной приспособляемости, усложняет работу гонщика и в некоторых случаях может приводить к существенной потере времени на частое переключение передач.

Как упоминалось раньше, при проектировании форсированного двигателя или форсировке серийного двигателя необходимо использовать все конструктивные

приемы и способы, повышающие мощность. Ниже для примера приводятся результаты работы по форсировке серийного V-образного восьмцилиндрового двигателя, рабочего объема 5,5 л, развивающего мощность 180 л.с. при 4 000 об/мин.

Эксперимент № 1 потребовал применения топлива с весьма высоким октановым числом, в то время как эксперимент № 2 был проведен на стандартном эксплуатационном топливе.

№ эксперимента	Наименование проведенной работы	Прирост мощности, л.с.	Прирост скорости вращения коленчатого вала, об/мин
1	Повышение степени сжатия с 7,5 до 12,6	35,0	—
2	Улучшение наполнения за счет ликвидации подогрева выпускного трубопровода и применения выпускной системы низкого давления (степень сжатия 7,5)	13,0	
3	Применение новой головки цилиндра со сферической камерой сгорания; увеличение диаметра выпускных клапанов на 3,2 мм и выпускных клапанов на 6,3 мм. Установка четырех карбюраторов (степень сжатия 7,5)	42,0	1 000
4	Увеличение угловой продолжительности такта выпуска с 252 до 270°, такта выпуска с 244 до 260° и перекрытия клапанов на 60 до 50° (степень сжатия 7,5)	40,0	500
5	Применение отдельных трубопроводов выпуска на каждые два цилиндра; увеличение угловой продолжительности такта выпуска до 280°, такта выпуска до 270° и перекрытия клапанов до 60° (степень сжатия 7,5),	74,0	200

Поскольку суммарный выигрыш мощности при экспериментах № 2 + № 3 выше, чем при эксперименте № 1, последний в дальнейшем не использовался.

В результате конструктивных изменений мощность двигателя с первоначальной (180 л.с. при 4 000 об/мин) была доведена до 309 л.с. при 5 200 об/мин, т. е. увеличена на 129 л.с. (13+42+74), что составляет 71,5%.

Число цилиндров

Двигатели современных скоростных автомобилей выполняются с двумя, четырьмя, шестью, восьмью и двенадцатью цилиндрами. Однако преимущественное распространение получили двигатели с четырьмя, шестью и восьмью цилиндрами. При восьми цилиндрах их расположение, как правило, V-образное. Небольшое распространение имеют двигатели с оппозитным расположением цилиндров.

Анализ 45 моделей скоростных автомобилей последних выпусков показал, что четырехцилиндровые двигатели установлены на автомобилях 16 моделей, шестицилиндровые на 11 моделях и восьмицилиндровые на 12 моделях. Одна модель фирмы «Панар» имела двухцилиндровый двигатель, а фирмы «Феррари» и «Мазерати» выпускают автомобили с двенадцатицилиндровыми двигателями.

Большое число цилиндров, как известно, усложняет конструкцию, но в то же время при проектировании форсированного быстроходного двигателя дает ряд следующих преимуществ:

1. Повышается равномерность работы двигателя и улучшается его уравновешенность.

2. Уменьшается вес деталей кривошипно-шатунного механизма каждого цилиндра. Поэтому уменьшаются силы инерции и их моменты, от которых зависят напряженность работы деталей, величина трения и также уравновешенность двигателя.

3. Уменьшается диаметр цилиндра, что при заданном рабочем объеме увеличивает отношение поверхности охлаждения цилиндра к его объему и сокращает пути распространения пламени. Благодаря этому снижается температура смеси в конце сжатия, что позволяет повысить степень сжатия.

Однако, руководствуясь указанными преимуществами многоцилиндровых двигателей, при проектировании учитывают возможности производства, а также специальные требования общей компоновки автомобиля (место установки двигателя на шасси) и др.

Малое число цилиндров упрощает и удешевляет конструкцию двигателя, но следует помнить, что мощность, снимаемая с одного цилиндра, ограничена. Поэтому при выборе числа цилиндров руководствуются также заданной мощностью двигателя.

При выборе числа цилиндров имеет значение заданный рабочий объем двигателя. Например, одинаковые термодинамические характеристики и уравновешенность кривошипного механизма каждого отдельного цилиндра могут быть получены: у четырехцилиндрового двигателя при рабочем объеме 1 000 см³, у шестицилиндрового двигателя при рабочем объеме 1 500 см³ и у восьмицилиндрового двигателя при рабочем объеме 2 000 см³.

В табл. 11 сопоставлены диаметр и рабочий объем одного цилиндра (при $S/D=1$) у двигателей, имеющих

Таблица 11

Данные для выбора числа цилиндров для двигателя при заданном рабочем объеме

Заданный рабочий объем двигателя, см ³	Число цилиндров	Объем одного цилиндра, см ³	Диаметр цилиндра (при $S/D=1$) мм,
1 000	4	250	68,2
	6	166	59,5
	8	125	54,2
1 500	4	375	78,1
	6	250	68,2
	8	187	62,0
2 000	4	500	86,0
	6	332	75,1
	8	250	68,2
3 000	4	750	98,5
	6	500	86,0
	8	375	78,1
5 000	4	1 250	116,8
	6	834	102,0
	8	625	92,7

различные общие рабочие объемы при различном числе цилиндров.

Варьируя величиной хода поршня, можно добиться, что преимуществва большого числа цилиндров будут иметь место и у двигателя с меньшим числом цилиндров, но при более длинном ходе поршня. Определенное увеличение длины хода поршня целесообразно с точки зрения лучшего использования теплоты сгорания топлива, но увеличивает среднюю скорость поршня.

Нецелесообразно проектировать одноцилиндровый двигатель с восемью цилиндрами и пятицилиндровый с четырьмя цилиндрами. Выбор восьми цилиндров целесообразен для двухлитровых или в крайнем случае полуторалитровых двигателей. Для этих же двигателей применение менее четырех цилиндров нецелесообразно.

Исполнение восьми- и двенадцатицилиндровых двигателей должно быть только с двухрядным V-образным расположением цилиндров. Постройка восьмицилиндрового линейного двигателя приводит к значительному увеличению веса конструкции, а также к опасности появления крутильных колебаний коленчатого вала.

От числа и расположения цилиндров зависит также уравновешенность двигателя, определяемая формой коленчатого вала.

Среди двигателей с линейным расположением цилиндров наилучшими с точки зрения уравновешенности являются шести- и восьмицилиндровые. Среди двигателей с двухрядным (V-образным расположением) — восьми- и двенадцатицилиндровые.

Для обеспечения высокой равномерности работы многоцилиндрового двигателя необходимы: а) тщательная механическая обработка деталей кривошипно-шатунного механизма; б) строгий подбор поршней с кольцами и пальцами, а также шатунов по весу с допуском отклонением $\pm 0,5$ г и одинаковое расположение центра тяжести у шатунов; в) статическое и динамическое уравновешивание коленчатого вала совместно с маховиком и механизмом сцепления; г) тщательная и точная механическая обработка кулачков распределительного вала и поверхностей камер сгорания (допустимое отклонение объема отдельных камер $\pm 0,5$ см³); д) стро-

го идентичные регулировка карбюраторов, интенсивность запальной искры от свечи и интервалы чередования вспышек в цилиндрах, определяемые работой распределителя зажигания.

Следует иметь в виду, что выбор числа и расположения цилиндров двигателя в некоторой степени определяет форму впускного трубопровода и количество карбюраторов.

При однорядном расположении цилиндров большая длина впускного трубопровода обязывает применять несколько карбюраторов. В большинстве случаев это карбюраторы с горизонтальным расположением смесительной камеры, что значительно снижает высоту двигателя.

При двухрядном (V-образном) расположении цилиндров карбюраторы, как правило, применяются с вертикальной смесительной камерой и располагаются между рядами цилиндров. Такая установка карбюраторов почти ликвидирует преимущество V-образных двигателей — меньшую их высоту. При необходимости сохранить малую габаритную высоту двигателя применяют систему непосредственного впрыска топлива.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра

Величина отношения хода поршня к диаметру цилиндра (S/D) оказывает существенное влияние на ряд параметров рабочего процесса и непосредственно связана с быстротой двигателя.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра у двигателей современных скоростных автомобилей изменяется в достаточно широких пределах, что можно видеть из табл. 12.

Систематизация помещенных в таблицах данных позволяет отметить, что величина отношения (S/D) находится в прямой зависимости от числа оборотов в минуту при максимальной мощности двигателя. Так, например, у двигателей скоростных автомобилей, развивающих максимальную мощность при 6000 об/мин и более, отношение хода поршня к диаметру цилиндра почти всегда ниже единицы или близко к ней.

Таблица 12

Продолжение

Отношение хода поршня (S) к диаметру (D) цилиндра двигателей некоторых скоростных автомобилей

Фирма автомобиля	Рабочий объем двигателя, л	Литровая мощность, л.с./л	Число об/мин при максимальной мощности	S/D
«Абарт»	0,847	70,7	5 800	1,10
«Панар»	0,850	49,5	5 000	0,88
МГ	0,948	52,7	5 500	1,0
«Лотус»	1,216	61,6	6 500	0,80
«Симка»	1,290	54,3	5 200	1,04
«Альфа-Ромео»	1,290	90,0	6 500	1,01
«Порше»	1,490	73,5	7 000	0,78
«Лотус»	1,494	121,8	8 900	0,95
«Порше»	1,497	133,5	10 000	0,83
БРМ	1,498	129,0	10 250	0,75
«Порше»	1,582	64,5	5 500	0,8
МГ	1,622	57,2	5 600	2,00
«Фасель-Вега»	1,647	69,8	6 400	0,97
«Мерседес-Бенц»	1,897	63,3	5 800	0,9
«Фрезер-Нэш»	1,970	71,0	5 700	1,45
«Бристоль»	1,971	71,5	5 750	1,45
«Альфа-Ромео»	1,975	66,5	6 000	1,04
«Феррари»	1,980	95,7	7 000	0,87
«Фиат»	1,990	55,3	6 000	0,85
«Лянча»	1,990	45,3	5 000	1,13
«Мазерати»	1,990	95,3	6 750	0,94
«Триумф»	2,138	49,0	4 750	1,07
«Лянча»	2,458	56,2	5 100	1,09
«Феррари»	2,487	108,3	8 000	0,90
«Феррари»	2,487	104,1	8 200	0,97
БРМ	2,490	100,5	9 000	0,72
«Феррари»	2,490	112,0	9 000	0,775
«Мазерати»	2,496	110,0	7 600	0,89
«Мерседес-Бенц»	2,496	116,3	8 200	0,90
«Мазерати»	2,499	120,0	10 000	0,815
«Даймлер»	2,549	54,9	5 800	0,98
«Хиллей-Остин»	2,660	40,2	4 600	1,26
«Лагонда»	2,920	48,0	5 000	1,08
«Эйстон-Мартин»	2,920	70,0	5 500	1,08
«Феррари»	2,953	101,4	7 400	0,81
«Мазерати»	2,990	87,0	6 500	1,07
«Мерседес-Бенц»	2,996	80,0	6 100	1,03
«Фрезер-Нэш»	3,168	54,6	5 000	0,92
«Листер»	3,440	73,5	6 000	1,22
«Пегассо»	3,180	70,3	6 500	0,82
«Эйстон-Мартин»	3,670	90,0	6 000	1,0
«Ягуар»	3,781	75,4	6 000	1,22

Фирма автомобиля	Рабочий объем двигателя, л	Литровая мощность, л.с./л	Число об/мин при максимальной мощности	S/D
«Феррари»	3,968	80,6	6 750	0,90
«Лагонда»	3,995	59,0	5 000	0,96
«Феррари»	4,100	61,0	6 500	0,85
«Хиллей-Нэш»	4,140	32,6	4 000	1,23
«Санбим»	4,480	43,5	4 200	1,18
«Пегассо»	4,780	58,6	6 000	0,94
«Мазерати»	4,950	70,7	6 200	0,90

Исключение составляют лишь несколько двигателей, главным образом малого рабочего объема.

В табл. 12 включены данные двигателей автомобилей фирм «Бристоль» и «Фрезер-Нэш», имеющие $S/D=1,45$. Эти двигатели выпускались до 1961 г. английскими фирмами по лицензии немецкой (ФРГ) фирмы БМВ, которая разработала такой двигатель еще в 1938 г.

У двигателей дорожно-гоночных автомобилей типа «Большой приз» последних выпусков, развивающих максимальную мощность при 7 000 об/мин и выше и имеющих литровую мощность 100 л.с./л (и выше), отношение S/D находится в пределах от 0,72 до 0,97.

Низкая величина отношения хода поршня к диаметру цилиндра у большинства современных двигателей скоростных автомобилей диктуется необходимостью снизить среднюю скорость поршня. Последняя, как известно, существенно влияет на объемное наполнение цилиндра горючей смесью. Зависимость средней скорости поршня W от скорости вращения коленчатого вала двигателя выражается формулой:

$$W = \frac{S n}{30} \text{ м/сек,}$$

где S — ход поршня, м;

n — скорость вращения коленчатого вала, об/мин.

У современных быстроходных двигателей дорожно-гоночных автомобилей типа «Большой приз» величина W достигает 22 м/сек, а у двигателей экспериментальных автомобилей (прототипов) она близка к 17 м/сек.

Укорочение хода поршня и связанное с этим увеличение диаметра цилиндра, при сохранении заданного рабочего объема цилиндра, создает весьма благоприятные предпосылки для повышения быстроходности двигателя благодаря возможности применения клапанов большего диаметра и уменьшения скорости горючей смеси на впуске.

Диаметр головки впускного клапана при любой форме и конструкции камеры сгорания и при любом способе расположения клапанов зависит от диаметра цилиндра: чем больше диаметр цилиндра, тем больший диаметр головки может иметь клапан.

С другой стороны, чем короче ход поршня, тем меньше средняя скорость поршня (см. выше) и тем меньше скорость горючей смеси в трубопроводах и газовых каналах головки цилиндра. При этом соответственно снижается перепад давления горючей смеси при впуске (уменьшается разрежение во впускном тракте), что повышает коэффициент наполнения.

Наряду с указанными преимуществами короткого хода поршня (отношение S/D меньше единицы) для быстросходных двигателей необходимо, однако, отметить ряд существенных достоинств конструкции двигателя с длинным ходом поршня (отношение S/D больше единицы). Удлинение хода поршня позволяет увеличить поверхность охлаждения цилиндра и тем уменьшить температуру горючей смеси в конце сжатия. Одновременно соответственное уменьшение диаметра камеры сгорания укорачивает пути горения смеси, что позволяет повысить степень сжатия, т. е. поднять термический к.п.д. Кроме того, уменьшение диаметра цилиндра существенно сокращает силы инерции поршня. Наконец, у длинноходного двигателя температура отработавших газов на выпуске получается ниже, поскольку возрастает теплоотдача на такте расширения.

К числу преимуществ длинноходного двигателя следует отнести также и лучшую приспособляемость к изменению внешней нагрузки.

Габаритная длина длинноходного двигателя меньше, но соответственно увеличивается его высота, что может несколько ухудшить устойчивость скоростного автомобиля. Однако применяемое в настоящее время наклонное расположение рядных двигателей на шасси, а также

использование на скоростных автомобилях V-образных и оппозитных двигателей сводит указанный недостаток к минимуму.

В современной практике проектирования и постройки быстросходных мощных двигателей для скоростных автомобилей отношение S/D выбирают и меньше и больше единицы. Преимущественный выбор этого отношения меньше единицы для двигателей дорожно-гоночных автомобилей обусловлен особо высокой их быстроходностью (например, 10000 об/мин у автомобиля «Мазерати» модели V-12-300). К тому же принятое теперь ограничение рабочего двигателя (1500 см³) этих автомобилей даже при отношении меньше единицы позволяет сохранить относительно малый диаметр цилиндров.

Что же касается других типов скоростных автомобилей последних выпусков, то среди них еще встречаются двигатели с отношением S/D больше единицы.

Степень сжатия

Степень сжатия у двигателей современных скоростных автомобилей колеблется от 8,0 до 12.

При форсировке двигателя путем повышения степени сжатия желательно выбирать наивысшую ее величину, допускаемую особенностями конструкции двигателя и применяемым топливом. Однако мощность двигателя возрастает с повышением степени сжатия только до некоторого предела и каждое последующее повышение степени сжатия на постоянную величину дает неодинаковый прирост мощности.

На рис. 39 дана примерная кривая зависимости прироста мощности при повышении степени сжатия. Наибольший прирост мощности наблюдается в диапазоне степеней сжатия от 6 до 8.

Далее прирост мощности относительно падает и совсем незначителен после перехода значения степени сжатия 14.

Повышение степени сжатия (при отсутствии детонации топлива) ограничивается значительным ростом потерь на трение в двигателе и возникновением чрезмерно высоких напряжений в деталях кривошипно-шатунного механизма. Все это происходит вследствие увеличения газовых нагрузок, пропорциональных величине степени

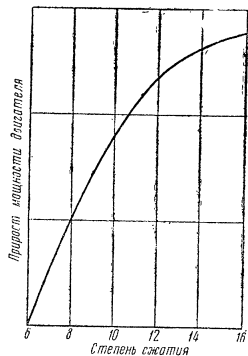


Рис. 39. Зависимость прироста мощности двигателя при увеличении степени сжатия

сжатия. В некоторых случаях возрастание механических потерь в двигателе может превзойти выгоды получаемые от повышения степени сжатия.

Повышение степени сжатия ограничивает также и детонация топлива, угрожающая механической прочностью отдельных деталей двигателя.

С 1956 г. в некоторых странах производят товарный автомобильный бензин с октановым числом 100, что позволило увеличить степень сжатия двигателя примерно до 10.

Дальнейшее улучшение качеств автомобиль-

ных бензинов осуществляется путем применения различных присадок: антидетонационной, противонагарной, антикоррозийной и др. Однако важнейшей из присадок по-прежнему является антидетонационная, как способствующая повышению термодинамических показателей двигателя.

На рис. 40 показана зависимость требуемого октанового числа топлива от принятой величины степени сжатия.

Следует отметить, что применение высокооктанового бензина необходимо не только для двигателей с высокой степенью сжатия, но и для двигателей, работающих с высоким коэффициентом наполнения. При одной и той же расчетной величине степени сжатия, в зависимости от совершенства конструкции впускного тракта и клапанов, определяющей коэффициент наполнения цилиндров, действительная величина давления сжатия может оказаться больше или меньше расчетной. Например, иногда у двигателя с верхним расположением клапанов, имеющего более низкую степень сжатия, чем двигатель с боковыми клапанами, детонация топлива наблюдается чаще и

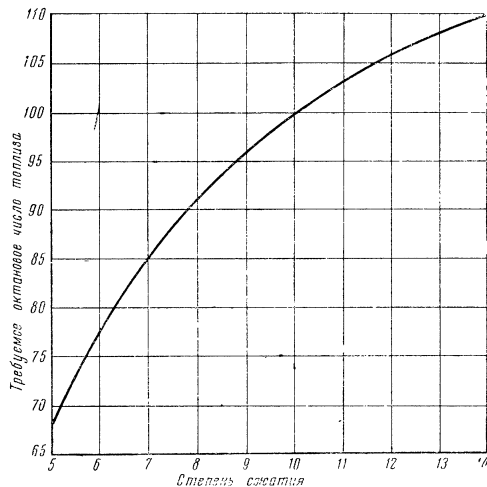


Рис. 40. Зависимость требуемого октанового числа топлива от степени сжатия

интенсивнее. Если оба двигателя работают на одинаковых топливах, то возникновение детонации у верхнеклапанного двигателя следует отнести исключительно за счет лучшего наполнения горючей смесью его цилиндров.

Существенное влияние на выбор величины степени сжатия при бездетонационной работе двигателя оказывают форма камеры сгорания, число и месторасположение свечей зажигания. Для реализации наиболее высокой степени сжатия наиболее выгоднейшей формой камеры сгорания оказывается шатровая, с центральным расположением свечи (подробнее формы камеры сгорания рассмотрены дальше).

Напомним, что важным фактором, влияющим на возможность повышения степени сжатия, является диаметр цилиндра и отношение S/D . При малом диаметре ци-

линдра сокращается расстояние между свечой и частью горючей смеси, сгорающей в последнюю очередь, чем уменьшается возможность появления детонации. На рис. 41 приведена опытная кривая, полученная проф. Рикардо, показывающая зависимость допустимой степени сжатия от диаметра цилиндра для случая топлива с октановым числом 80.

Повышению степени сжатия при заданных размерах цилиндра благоприятствует повышение скорости вращения коленчатого вала, так как при этом сокращается время горения и образуются завихрения горючей смеси, дополнительно ускоряющие горение.

В основном, образование завихрений горючей смеси в камере сгорания в конце такта сжатия обеспечивается либо формой камеры (при боковых клапанах), либо устройством вытеснителя на поршне (при верхних клапанах). Однако при слишком интенсивном завихрении давление газов в цилиндре при рабочем ходе повышается слишком быстро и двигатель работает «жестко».

При высокой степени сжатия завихрение заряда свежей смеси менее необходимо, так как высокое давление и температура в конце сжатия обеспечивают достаточную скорость распространения пламени.

Немаловажным конструктивным фактором, обеспечивающим бездетонационную работу двигателя при высокой степени сжатия, является место установки и расположение свечи зажигания в камере сгорания. Свечу сле-

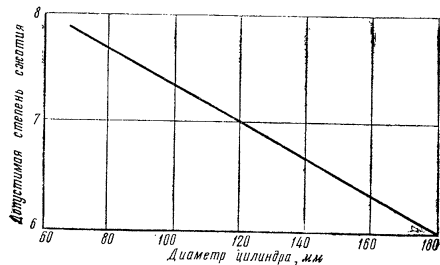


Рис. 41. Зависимость допустимой степени сжатия от диаметра цилиндра для топлива с октановым числом 80

дует располагать ближе к выпускному клапану и с некоторым наклоном в его сторону (как, например, у двигателя «Ягуар»). Такое расположение свечи содействует сгоранию в первую очередь наиболее нагретой части рабочей смеси.

В некоторых конструкциях двигателей с целью лучшего охлаждения части рабочей смеси, сгорающей в последнюю очередь, ее удерживают в тонком объеме между сравнительно холодными поверхностями цилиндра и поршня (двигатель «Мерседес-Бенц»). В этом случае упомянутая часть рабочей смеси не только хорошо охлаждается, но и защищена от воздействия тепла, излучаемого фронтом пламени.

Последнее время удается значительно повышать степень сжатия у двигателей изогаря изготовлению поршней и головок цилиндров из легких сплавов, имеющих высокую теплопроводность, а также благодаря снижению потерь на трение поршня путем нанесения на его юбку антифрикционного металла.

Конструкция головки цилиндров

Важнейшим элементом конструкции современного двигателя скоростного автомобиля следует считать головку цилиндров. В головке образованы камеры сгорания и в ней же размещены клапаны с частью механизма их привода.

Форма камеры сгорания и расположение клапанов практически определяют особенности конструкции двигателя и оказывают наибольшее влияние на параметры его скоростных характеристик.

В дальнейшем при рассмотрении типов камер сгорания и расположения клапанов у современных двигателей оба эти элемента конструкции условно объединены понятием «головка цилиндра двигателя».

Главнейшие требования к конструкции головки цилиндров двигателя скоростного автомобиля следующие: 1) наивысший коэффициент наполнения; 2) наивысшая допустимая степень сжатия. Таким образом, задача конструктора двигателя состоит в разработке такой формы головки цилиндра, которая при наивысшем наполнении не допускала бы возникновения детонации.

Форма камеры сгорания и расположение клапанов оказывают большое влияние на коэффициент наполне-

ния цилиндров горючей смесью. Но этот коэффициент зависит еще и от многих других взаимосвязанных факторов, трудно поддающихся теоретическому определению. Экспериментальные исследования в этой области очень трудоемки, но совершенно необходимы, так как от абсолютных значений степени сжатия и коэффициента наполнения, а также и от характера изменения последнего с изменением числа оборотов в минуту коленчатого вала зависят абсолютные величины мощности и крутящего момента и форма кривой скоростной характеристики двигателя.

Большое конструктивное разнообразие головок цилиндров, определяемое принятым расположением и установкой клапанов (верхнее, боковое, смешанное, однорядное, двухрядное, вертикальное, наклонное и V-образное), а также различием форм камер сгорания (полусферическая, шагривая, клиновидная, турбулентная и др.), затрудняет подробное их рассмотрение в объеме данной книги. Поэтому далее анализируются только наиболее характерные и интересные конструкции, встречающиеся на современных двигателях скоростных автомобилей.

Прежде всего следует разделить головки цилиндров на две группы: с верхними (или подвесными) клапанами; со смешанным расположением клапанов (один верхний и другой нижний или боковой).

К первой группе относятся головки цилиндров:

1) с полусферической или шагривой камерой сгорания при двухрядном V-образном расположении клапанов (рис. 42,а);

2) с клиновидной камерой сгорания при однорядном наклонном расположении клапанов (рис. 42,б).

3) с цилиндрической камерой сгорания при однорядном или двухрядном вертикальном расположении клапанов (рис. 42,в);

4) со смешанной турбулентной камерой сгорания при двухрядном наклонном расположении клапанов (рис. 42,г).

Ко второй группе относят головку со смешанной камерой сгорания при смешанном расположении клапанов — один верхний, другой боковой (рис. 42,д).

Любая из перечисленных головок цилиндров может иметь некоторые конструктивные разновидности, не ме-

няющие, однако, принципиальной схемы.

Конструкция головки цилиндров, показанная на рис. 42,а, с верхними клапанами, расположенными V-образно, и с шагривой или полусферической камерой сгорания допускает применение верхних кулачковых валов и считается наиболее совершенной.

Основные достоинства этой головки: а) возможность значительного увеличения диаметра клапанов (в зависимости от угла их наклона); б) наиболее короткие пути распространения пламени при центральном расположении свечи; в) эффективное охлаждение головки выпускного клапана струей свежей горючей смеси, входящей с противоположной стороны.

В новейших вариантах конструкции такой головки свеча перенесена из центра полусферы ближе к выпускному клапану и наклонена в его сторону. Это позволяет при прочих равных условиях несколько увеличить степень сжатия.

Двигатели автомобилей «Ягуар» и «Эйстон-Мартин» имеют головки цилиндров рассматриваемой конструкции (рис. 42,а).

Конструкция головки цилиндров, показанная на рис. 42,б, с клиновидной камерой сгорания и однорядным наклонным расположением клапанов также получила большое распространение. Иногда клапаны устанавливают вертикально, но чаще с наклоном 10—20°, осо-

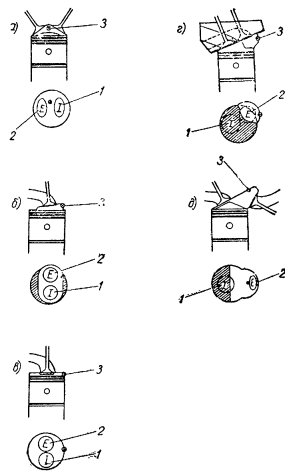


Рис. 42. Конструктивные схемы головок цилиндров: 1 — впускной клапан; 2 — выпускной клапан; 3 — свеча зажигания

бенно при применении карбюраторов с горизонтальными смесительными камерами.

Наклонное расположение клапанов позволяет уменьшить угол, под которым поток горючей смеси входит в цилиндр; прогрессивно сократить поверхность фронта пламени при его движении от свечи к противоположному краю камеры; применить для привода клапанов как верхний кулачковый вал, так и нижний вал с использованием в последнем случае толкающих штанг и коромысел.

Конструкция головки цилиндра, показанная на рис. 42, относится к двигателю автомобиля «Мерседес-Бенц» модели 300-СЛ. Здесь камера сгорания образована частично в днище поршня. Наклонная стенка верхней части камеры позволяет разместить два клапана больших диаметров, чем допускает камера сферической формы. Свеча расположена сбоку; рабочая смесь, сгорающая в последнюю очередь, заключена над вытеснителем и хорошо охлаждается головкой впускного клапана.

При необходимости увеличить степень сжатия увеличивают объем вытеснителя на поршне. При этом повышается степень завихрения горючей смеси, тогда как при увеличении степени сжатия завихрение должно быть уменьшено, что считают недостатком конструкции рассматриваемой головки.

Клиновидная камера сгорания обеспечивает достаточное совершенство рабочего процесса в цилиндре двигателя, но даже в лучшем случае ее эффективность на 10—12% ниже эффективности полусферической камеры.

Конструкция головки цилиндра со смешанным расположением клапанов и смещенной турбулентной камерой сгорания показана на рисунке 42, д. Такая головка весьма компактна, позволяет применить поршень с вытеснителем, установить впускной клапан большого диаметра или два клапана (если необходимо уменьшить инерционные нагрузки деталей привода клапанов), допускает удобное расположение свечи с наклоном ее в сторону выпускного клапана. Привод клапанов может быть выполнен либо от двух распределительных валов (одного верхнего и другого нижнего), либо от одного (нижнего).

Близкая по конструкции и форме камера сгорания

при смешанном расположении наклонных клапанов применяется у двигателя фирмы «Ровер».

Механизм привода клапанов

Абсолютные значения мощности и крутящего момента двигателя, а также характер изменения этих параметров с изменением скорости вращения коленчатого вала существенно зависят от выбранных при проектировании фаз газораспределения. Однако не менее важно обеспечить условия реализации выбранных фаз при работе двигателя в заданном диапазоне изменения скорости вращения коленчатого вала. В решении этой задачи доминирующее значение получает выбор конструкции механизма привода клапанов. В идеальном случае кинематические характеристики этого механизма должны гарантировать постоянство угловой продолжительности тактов впуска и выпуска на всех скоростных режимах работы двигателя. Однако выполнение указанного требования встречает серьезные трудности при проектировании особо быстрого двигателя.

Особенность конструкции механизма привода клапанов современного четырехтактного двигателя состоит в следующем. Открытие клапана производится с помощью кулачка распределительного вала и ряда промежуточных деталей (толкатель, штанга, коромысло) и управляется (контролируется) на протяжении всего подъема. Закрытие клапана производится усилием пружины и происходит практически бесконтрольно. При работе двигателя с относительно небольшой скоростью вращения коленчатого вала усилие пружины обеспечивает принудительное закрытие клапана по закону, определяемому профилем кулачка. При возрастании скорости вращения коленчатого вала наступает момент, когда толкатель (или штанга) с клапаном под действием ускорения, полученного при подъеме, отрывается от кулачка. Далее, усилием пружины клапан резко (с ударом) опускается в седло, отскакивая от седла, снова опускается и т. д. Происходит колебательный процесс, при котором, естественно, нарушаются фазы газораспределения и не обеспечивается герметичность камеры во время тактов впуска и выпуска, что соответственно ухудшает протекание рабочего цикла в цилиндре.

Из изложенного следует, что повышение быстроходности двигателя неразрывно связано с необходимостью предельного сокращения веса деталей механизма привода клапанов, подверженных действию сил инерции. Поэтому у подавляющего большинства двигателей скоростных автомобилей привод верхних клапанов осуществляется с помощью верхнего распределительного вала и коротких коромысел (а часто и без коромысел).

Вес клапана (с учетом веса промежуточных деталей привода и половины веса пружины, как принято для расчетов) в лучшем случае составляет 250—300 г. Например, у V-образного двигателя скоростного автомобиля фирмы «Ауто-Унион», имеющего два распределительных вала, короткие коромысла и короткие штанги (штанга только в приводе выпускного клапана), расчетный вес клапана составляет: впускного 272,1 г, выпускного 379,1 г. У нижнеклапанных двигателей вес клапанов обычно больше, например у двигателя прежнего спортивного автомобиля БМВ вес впускного клапана 339,2 г, выпускного — 449 г.

Несмотря на эффективные конструктивные приемы снижения расчетного веса клапанов, их максимальные ускорения у особо быстроходных двигателей (10 000 об/мин при максимальной мощности) оказываются недопустимо большими. Например, у двигателя дорожно-гоночного автомобиля «Мерседес-Бенц» модели W-196 ускорения клапанов достигают 17 000 m/sec^2 . Это значит, что в конце подъема клапан нагружается силой инерции, превышающей вес клапана в 1 700 раз.

В условиях таких ускорений полностью исключается возможность принудительного закрытия клапана, следуя закону, заданному профилем кулачка. Поэтому вполне закономерно стремление конструкторов разработать механизм привода клапанов свободный от описанного выше недостатка. Кинематическая схема такого механизма должна предусматривать принудительное закрытие клапана не усилием пружины, а таким же кулачком распределительного вала. Однако практическое решение этой задачи оказалось весьма затруднительным из-за необходимости предусмотреть в кинематической схеме устройства для компенсации температурных деформаций стержней клапанов. Кроме то-

го, значительно повышались требования к точности изготовления деталей и сборки механизма привода.

Впервые механизм привода клапанов с почти полностью замкнутой кинематической схемой был осуществлен на двигателе гоночного автомобиля в 1914 г. французской фирмой «Делаж». Тогда же новому механизму было дано название десмодромического, что в переводе с греческого языка означает «со связанным ходом».

В этой конструкции (рис. 43,а) два расположенных рядом кулачка соответствующих профилей охвачены специальной рамкой, соединенной через пружинку со

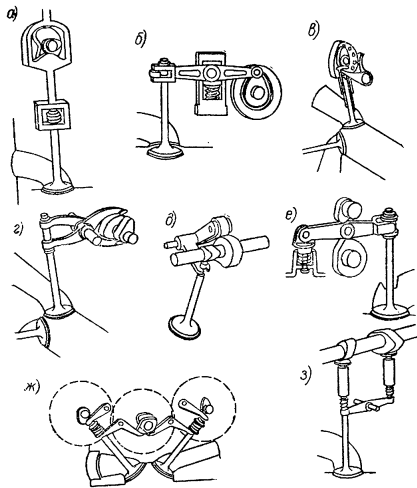


Рис. 43. Конструктивные схемы десмодромического управления клапанами: а — фирмы «Делаж»; б — фирмы «Вагова»; в — фирмы «Мерседес-Бенц» для модели СЛР; г — фирмы «Мерседес-Бенц» для модели W-196; д — конструкции «Мазерати»; е — конструкции «Катанео»; ж — конструкции «Дукати»; з — инж. Стангуеллини

стержнем клапана. Один кулачок открывает клапан, другой его закрывает. Против каждого кулачка в рамке имеется профилированный выступ, а на конце стержня клапана установлена пружинка, обеспечивающая постоянный контакт стержня с рамкой при температурных деформациях клапана.

Несмотря на относительную простоту конструкции, этот механизм имеет чрезмерную высоту, а поэтому громоздок.

Интересна конструкция десмодромического привода клапанов двигателя дорожно-гоночного автомобиля «Мерседес-Бенц» модели W-196 (рис. 43,е). Расположенные рядом на валу два кулачка действуют на соответствующие коромысла (выполненные в виде ножиц), из которых одно открывает клапан, а другое закрывает его. Между коромыслам, закрывающим клапан, и буртиком на стержне клапана предусмотрен постоянный зазор, компенсирующий тепловую деформацию клапана. Механизм отличается компактностью, но требует весьма высокой точности изготовления деталей.

Для двигателя экспериментального автомобиля «Мерседес-Бенц» модели 300-С/Р была применена другая конструкция десмодромического привода клапанов (рис. 43,б). Здесь распределительные валы расположены непосредственно над клапанами и имеют по два кулачка для управления каждым клапаном. Один кулачок открывает клапан, воздействуя непосредственно на торец его стержня. Другой кулачок воздействует на верхнее плечо V-образного коромысла и поворачивает его на оси (коромысло установлено на подшипнике качения). При этом нижнее плечо коромысла, соединенное со стержнем клапана при помощи компенсирующего устройства, закрывает клапан. По имеющимся сведениям, фирма «Мерседес-Бенц» дооборудовала механизм привода клапанов гидравлическим устройством, что существенно снизило шум, возникающий при работе.

При сравнительной оценке схем десмодромического привода клапанов (см. рис. 43) следует учитывать предъявляемые к такому механизму требования, а именно: а) простота конструкции деталей и технологии их изготовления, исключающие чрезмерную точность обработки; б) компактность механизма, позволяющая удобно расположить его на головке цилиндров; в) мини-

мальное количество деталей, образующих механизм; желательно не большее, чем в обычном механизме, и обязательно один распределительный вал для управления одноименными клапанами.

Хорошо удовлетворяет указанным требованиям конструкция десмодромического привода клапанов итальянского инженера Стангуеллини (рис. 43,з). Здесь управление каждым клапаном производится двумя кулачками распределительного вала и двумя толкателями с помощью одного коромысла.

Заканчивая обзор конструктивных схем механизмов десмодромического привода клапанов, следует широко рекомендовать этот привод для вновь проектируемых особо быстроходных двигателей скоростных автомобилей. Современное состояние технологии производства автомобильных двигателей позволяет применять конструкции десмодромического привода, еще недавно представлявшие проблемы.

Впускной трубопровод

Конструкция впускного трубопровода оказывает значительное влияние на абсолютную величину коэффициента наполнения цилиндров двигателя горючей смесью, а также, что весьма важно, полностью определяет равномерность наполнения отдельных цилиндров.

Коэффициент наполнения у современных быстроходных двигателей скоростных автомобилей достигает удовлетворительного значения при скорости вращения коленчатого вала, соответствующей максимальной мощности.

Однако характер изменения этого коэффициента с изменением скорости вращения коленчатого вала не полностью удовлетворяет требования, предъявляемые к двигателям скоростных автомобилей, соревнующихся на кольцевых трассах. В этих условиях двигатели должны развивать высокие мощности и крутящие моменты на всех скоростных режимах, т. е. иметь высокое наполнение цилиндров горючей смесью на всем диапазоне изменения скорости вращения коленчатого вала.

Из опыта конструирования быстроходных двигателей известно, что снижение скорости потока горючей смеси в газовых каналах и увеличение угловой продолжительности тактов впуска и выпуска способствует повышению

коэффициента наполнения. Известно также, что коэффициент наполнения при установке для каждого цилиндра отдельного карбюратора всегда выше, чем при меньшем числе карбюраторов. Выбор же формы трубопроводов зависит от многих малоисследованных факторов и является наиболее трудным для решения. Практически такие вопросы, как конструкция трубопровода, его длина и диаметр, форма изгибов, необходимость и степень подогрева горючей смеси, решаются только экспериментальным путем.

Исследования характера движения потока горючей смеси в трубопроводах показывают, что главным недостатком конструкции трубопроводов — коллекторов являются инерционные гидравлические потери. Эти потери возникают вследствие переменного направления потока газов и колебаний (пульсации) в потоке, вызываемых насосным действием поршней.

Касаясь вопроса подогрева горючей смеси, следует учитывать, что любое количество тепла, дополнительно сообщаемое заряду, с точки зрения весового наполнения невыгодно. Поэтому у двигателей скоростных автомобилей подогрев горючей смеси почти не встречается. Однако применяемые у современных двигателей короткие и раздельные трубопроводы для каждого цилиндра иногда создают неблагоприятные условия для испарения топлива. В тех же случаях, когда возникает бесспорная необходимость подогрева горючей смеси, прибегают к равномерному подогреву всего впускного трубопровода горячей водой.

Ниже на ряде примеров современных быстроходных двигателей рассматриваются особенности конструкции их впускных трактов.

Впускной трубопровод двигателя «Ягуар» (см. рис. 33) представляет собой алюминиевую отливку прямоугольного сечения с водяной рубашкой для подогрева. Трубопровод состоит из секций, каждая с одним карбюратором для двух цилиндров. Карбюраторы расположены симметрично между первым и вторым цилиндрами, третьим и четвертым и между пятым и шестым цилиндрами. Трубопровод при этом несколько отдален от двигателя. Секции трубопровода соединены между собой балансировочными отверстиями, служащими одновременно для впрыска дополнительного топли-

ва из карбюраторов через игольчатый клапан. Обогащение горючей смеси с помощью этого клапана производится электромагнитным включателем с термостатическим регулятором. Последний автоматически управляет клапаном в зависимости от изменения температуры охлаждающей двигатель жидкости.

Газовый канал головки цилиндров сильно развит и имеет тот же диаметр, что и диаметр седла клапана; незначительное сужение канала имеется у направляющей стержня клапана.

Газовый канал имеет наклон в сторону цилиндра, благодаря чему поток горючей смеси, входя в цилиндр, подогревается некоторою завихрением.

У некоторых быстроходных двигателей во входном газовом канале имеется участок, постепенно сужающий проход, уменьшающий поперечное сечение канала примерно на 15—25%. Однако конструкторы фирмы «Ягуар» считают, что сужение канала эффективно лишь для двигателей, имеющих небольшое отношение величины подъема клапана к его диаметру. Для двигателя автомобиля «Ягуар», у которого это отношение велико, канал постоянного сечения значительно снижает разрежение во впускном тракте при впуске.

Впускной трубопровод двигателя автомобиля «Эйстон-Мартин» модели ДВ-2 выполнен литым и имеет подогрев горячей водой, отводящий из рубашки цилиндров. Место отбора воды расположено ниже головки цилиндров, что обеспечивает умеренный общий нагрев трубопровода (не выше 60°С). Для исключения проникания в цилиндры неиспарившегося топлива, скапливающегося на нижней поверхности трубопровода, газовым каналам придан соответствующий отрицательный уклон.

В последующем варианте конструкции двигателя «Эйстон-Мартин» модели ДВ-3 были применены три двухкамерных карбюратора. Каждый цилиндр этого шестцилиндрового двигателя получал питание от отдельной смесительной камеры, что обеспечивало наиболее короткий и прямолинейный впускной тракт. Это позволяло отказаться от подогрева патрубков, соединяющих карбюраторы с головкой цилиндров.

Применение отдельного карбюратора для питания каждого цилиндра, по утверждению фирм, дает около 10% увеличения мощности двигателя. Еще больший вы-

ыгрыш можно получить при правильном подборе длины впускного трубопровода. При этом наполнение цилиндров повышается благодаря использованию инерционного подпора воздуха (пульсации), создаваемого, в свою очередь, насосным действием поршней. К. Кемпбелл*, проведя большое число экспериментов, предлагает эмпирическую зависимость общей длины впускного трубопровода от числа оборотов в минуту коленчатого вала, соответствующего максимальной мощности двигателя

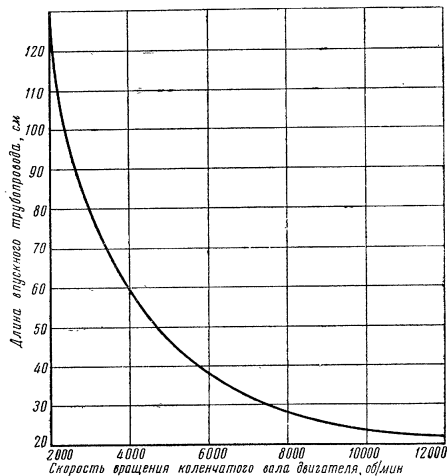


Рис. 44. Экспериментальная зависимость длины впускного трубопровода от скорости вращения коленчатого вала при соответствующей максимальной мощности двигателя

(рис. 44). Длина трубопровода измерялась от нижней мертвой точки поршня в цилиндре до открытого конца воздушного патрубка над карбюратором. Температура охлаждающей двигатель жидкости при опытах была 85°C

* К. Кемпбелл. Спортивные автомобили. Изд. Чаймен Холл, Лондон, 1955.

На двигателе фирмы «Мерседес-Бенц» модели СЛР (литровая мощность 100 л.с./л.) был использован инерционный подпор воздуха для повышения наполнения цилиндров горючей смесью. На поперечном разрезе этого двигателя (рис. 45) виден сильно развитый газовый канал к впускному клапану и удлиняющий его насадок. Общая длина впускного трубопровода составляет около 300 мм, что почти точно совпадает с рекомендацией предлагаемой Кемпбеллом кривой.

Для снижения температуры воздуха, поступающего в карбюраторы, что благоприятно сказывается на наполнении цилиндров горючей смесью, воздушные патрубки карбюраторов часто выводятся за пределы подкапотного пространства.

Температура в подкапотном пространстве в худших случаях может достигать 70°C . Если средняя температура под капотом 40°C , а температура наружного воздуха $+15^{\circ}\text{C}$, то при питании карбюраторов наружным воздухом повышение плотности воздуха достигает 9% (примерно 1% на каждые 3° температуры). На такую же величину можно увеличить и мощность, так как ее изменение прямо пропорционально плотности воздуха, поступающего в цилиндры двигателя.

В ряде случаев для создания избыточного давления воздуха на входе в карбюраторы используется скоростной напор. Для этого входное отверстие для воздуха располагают в передней части кузова, в зоне повышенного давления. При правильном размещении входного отверстия и удачной форме подводящей трубы можно реализовать до 90% (в худшем случае 30%) скоростного напора воздуха. Однако наибольший выигрыш от использования скоростного напора воздуха может быть получен только у действительно быстрого автомобиля. Например, при испытании на стенде двигателя скоростного автомобиля с воспроизведением скоростного напора воздуха на входе в карбюратор для условной скорости автомобиля 240 км/час был получен прирост мощности на 2,7%. При снижении скорости до 120 км/час наполнение цилиндров двигателя заметно уменьшилось и выигрыш в мощности составил только 0,7%.

При использовании скоростного напора воздуха на входе в карбюратор последний обязательно должен иметь балансированную поплавковую камеру.

Непосредственный впрыск топлива

Стремление к усовершенствованию системы питания двигателей легкого топлива, особенно многоцилиндровых, с целью повышения мощности привело к разработке новой системы непосредственного впрыска топлива в цилиндры или во впускной трубопровод. При этом потребовалось решение некоторых проблем: конструирования надежно работающего насоса для впрыска топлива; определения величины необходимого давления топлива при впрыске; определения наиболее выгодного расположения на двигателе форсунок для впрыска топлива.

Преимущество применения на двигателях скоростных автомобилей непосредственного впрыска топлива состоит прежде всего в увеличении мощности и крутящего момента, особенно на малых и средних оборотах коленчатого вала, что улучшает их приемистость. Увеличение мощностных показателей двигателя достигается благодаря улучшению наполнения цилиндров вследствие снижения гидравлических сопротивлений на пути поступления воздуха, а также благодаря более равномерному количественному и качественному распределению горючей смеси между отдельными цилиндрами.

По утверждению конструкторов фирмы «Мерседес-Бенц», применение для двигателя автомобиля модели 300-СЛ непосредственного впрыска топлива и удлиненного трубопровода специальной формы (использующего инерционный подпор воздуха) позволило получить коэффициент наполнения выше 100%.

Применение для автомобильного двигателя системы питания с непосредственным впрыском топлива, кроме указанных выше достоинств, снижает требования к октановому числу топлива и позволяет благодаря этому повысить степень сжатия.

При конструктивном решении отдельных элементов системы питания нового типа практически не удалось использовать опыт, накопленный в этой области при проектировании и постройке двигателей тяжелого топлива (дизелей). У этих двигателей, как известно, регулирование количества подаваемого в цилиндры топлива на различных режимах работы осуществляется непосредственно насосом высокого давления. В отличие от дизе-

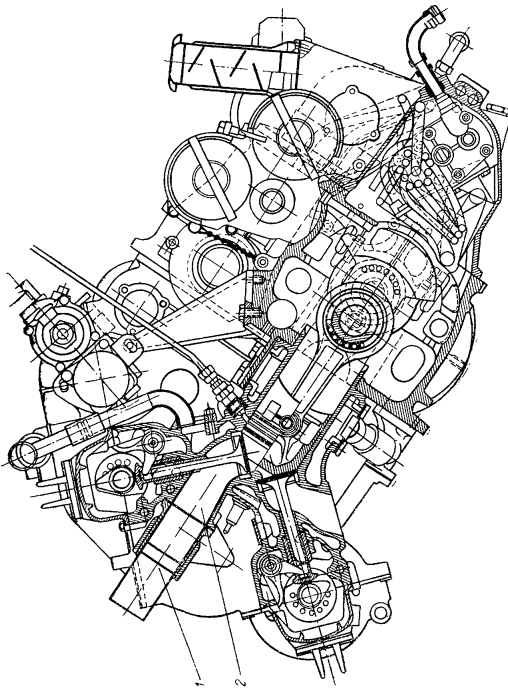


Рис. 45. Двигатель автомобиля «Мерседес-Бенц» модели СЛР: 1 — насос; 2 — газораспределительный механизм

лей у двигателей легкого топлива изменение количества подаваемого топлива осуществляется в зависимости от степени открытия дроссельной (или воздушной) заслонки, установленной во впускном трубопроводе. Однако точная дозировка количества впрыскиваемого топлива в строго определенной зависимости от степени открытия заслонки, т. е. пропорционально количеству поступающей в цилиндры горючей смеси (или воздуха), оказалась на деле трудновыполнимой.

При разработке конструкции насоса высокого давления наилучшие трудности встретились при решении вопроса надежной смазки основной трущейся пары — плунжера и цилиндра, сопрягающихся с крайне малым зазором во избежание излишнего просачивания топлива.

Если смазка плунжеров и цилиндров топливных насосов двигателей тяжелого топлива обеспечивается непосредственно топливом (обладающим достаточными смазочными свойствами), то в насосах двигателей легкого топлива (преимущественно бензиновых) смазка топливом невозможна.

Не менее важной и в то же время достаточно трудной является задача гарантировать особо тщательную и весьма тонкую фильтрацию топлива, поступающего к насосу высокого давления. Присутствие в топливе малейшего количества инородных твердых частиц способно привести к задиру прецизионных деталей насоса — плунжера и цилиндра.

Касаясь выбора места установки форсунок для впрыска топлива, следует отметить, что до настоящего времени этот вопрос остается открытым. Во всяком случае, выбирая место расположения форсунки, стремятся обеспечить наилучшие условия для быстрого испарения впрыснутого топлива и эффективного перемешивания его паров с воздухом. В различных системах питания в непосредственным впрыском топлива можно встретить установку форсунок во впускном трубопроводе, в газовых каналах головки цилиндров или непосредственно в камере сгорания.

В настоящее время существует несколько конструкций систем питания автомобильных двигателей с непосредственным впрыском топлива: «Бош», «Лукас», «Марвел-Шеблер» и «Хильборн», принятых соответственно на скоростных автомобилях «Мерседес-Бенц» моделей

W-196 и 300-СД, «Ягуар» модели Д, «Шевроле» модели «Корвет» и на некоторых автомобилях для гонок в Индианаполисе.

Ниже приводятся описания систем непосредственного впрыска топлива, применяемых на двигателях автомобилей «Ягуар», «Мерседес-Бенц» и «Шевроле».

Английская фирма «Лукас» разработала и после длительной экспериментальной проверки предложила систему непосредственного впрыска топлива для автомобильных двигателей (ранее эта фирма работала над этой же системой питания для авиационных двигателей). Система впрыска «Лукас» в течение полного спортивного сезона успешно применялась на автомобилях «Ягуар» модели Д, занявших призовые места в гонках на кольцевых трассах Нюрбурга, Реймса, Себринга и в 24-часовых гонках в Ле-Мане.

У двигателя автомобиля «Ягуар» впрыск топлива осуществляется во впускные трубопроводы, отдельные от каждого цилиндра, причем форсунка размещена непосредственно за воздушной заслонкой (рис. 46). Фор-

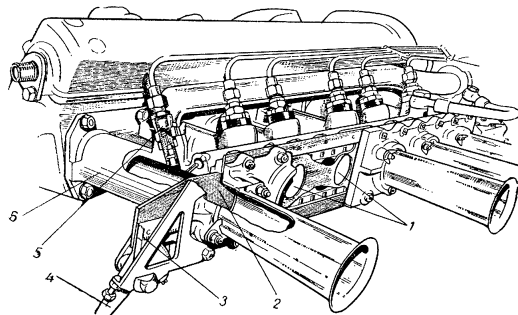


Рис. 46. Установка форсунок для впрыска топлива на двигателе автомобиля «Ягуар»:

1 — отверстия для прохода воздуха в пластинчатой воздушной заслонке; 2 — воздушная заслонка; 3 — зубчатая рейка привода заслонки; 4 — рычаг управления зубчатым сектором; 5 — форсунка; 6 — впускной трубопровод (патрубок)

сунка установлена с некоторым наклоном в сторону входного отверстия впускного трубопровода. Благодаря этому топливо впрыскивается навстречу потоку входящего воздуха, что обеспечивает наиболее совершенное распыление. Указанное место расположения и наклонное положение форсунки были приняты в результате

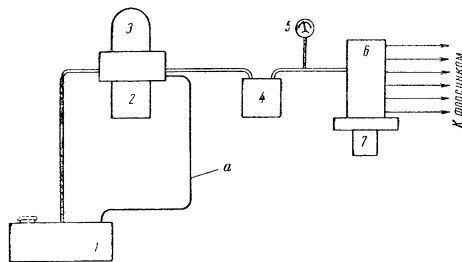


Рис. 47. Схема системы непосредственного впрыска топлива фирмы «Лукас» для автомобиля «Ягуар»

многочисленных экспериментов и сравнительных испытаний, проведенных фирмой.

Общая схема системы непосредственного впрыска топлива для двигателя автомобиля «Ягуар» показана на рис. 47.

Из основного бака 1 топливо засасывается шестеренчатом подкачивающим насосом 3, имеющим электрический привод; предварительно топливо проходит через фильтр 2.

Подкачивающий насос далее нагнетает топливо под постоянным давлением, контролируемым манометром 5, дополнительному фильтру 4. Так как подкачивающий насос работает непрерывно, то для возвращения избыточного топлива в бак предусмотрена специальная сливная трубка а. Постоянная циркуляция топлива в подкачивающей линии системы обеспечивает более эффективную фильтрацию топлива в фильтре 2.

После дополнительной очистки в фильтре 4 топливо при помощи плунжерного насоса 7 высокого давления,

получающего механический привод от двигателя, поступает в распределитель 6 и далее к форсункам. Распределитель приводится непосредственно от вала насоса высокого давления со скоростью, составляющей половину скорости вращения коленчатого вала двигателя. Поскольку топливо подается во впускной трубопровод, то требуемое давление впрыска относительно невелико и составляет 7 кг/см^2 . Дозирующее устройство в распределителе выполнено в виде плунжера и качающейся гильзы с двумя взаимно-перпендикулярными каналами. Гильза вращается в корпусе, имеющем четыре канала, сообщающиеся с общей линией питания, и при помощи плунжера направляет топливо к соответствующей форсунке.

Количественное регулирование подачи топлива на различных режимах работы двигателя производится специальным приспособлением, управляемым разрежением во впускном трубопроводе.

Момент впрыска топлива в трубопровод при такте впуска по углу поворота кривошипа и его угловая продолжительность постоянны. Впрыск происходит, когда поршень прошел в. м. т. (примерно 90° по углу поворота кривошипа), что соответствует наибольшей скорости поршня, а значит и скорости воздушного потока в трубопроводе.

Испытание двигателя «Ягуар» при 3000 об/мин коленчатого вала с впрыском топлива по системе «Лукас» показало увеличение мощности на 6%.

Фирма «Мерседес-Бенц» применяла систему непосредственного впрыска топлива конструкции немецкой фирмы «Бош» на дорожно-гоночном автомобиле модели W-196 с восьмицилиндровым однорядным двигателем и на экспериментальном автомобиле модели 300-СЛ с шестицилиндровым двигателем. Применение непосредственного впрыска топлива на двигателе автомобиля 300-СЛ позволило увеличить мощность с 200 до 220 л. с.

Общая схема системы непосредственного впрыска топлива автомобиля «Мерседес-Бенц» модели 300-СЛ показана на рис. 48.

Из бака 1 топливо засасывается подкачивающим насосом 6 и подается им к фильтру 5. Далее топливо поступает к насосу 4 высокого давления. Насос соеди-

нен трубопроводами 3 с форсунками и сливным трубопроводом 2 (возвращающим избыточное топливо) с топливным баком. Обильная циркуляция топлива через перепускной клапан насоса 4 исключает возможность образования паровых пробок в трубопроводах и обеспечивает постоянную очистку питательной магистрали.

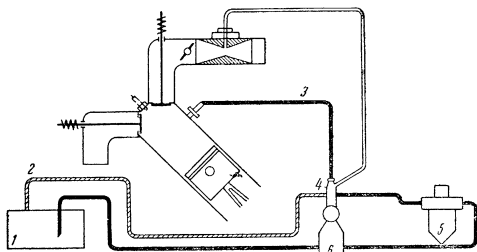


Рис. 48. Схема системы непосредственного впрыска топлива фирмы «Бош» для автомобиля «Мерседес-Бенц»

Форсунка установлена непосредственно в камере сгорания на высоте примерно в м. т. поршня со стороны впускного клапана. При этом впрыскиваемое топливо направляется в сторону свечи зажигания.

Количественное регулирование подачи топлива насосом высокого давления корректируется специальным устройством, снабженным диафрагмой, работающей в зависимости от изменения разрежения во впускном трубопроводе. При этом изменение подачи топлива с изменением режима работы двигателя обеспечивается весьма точно и быстро (значительно быстрее, нежели при питании от карбюратора).

В рассматриваемой системе непосредственного впрыска топлива используются приборы питания и аппаратура фирмы «Бош» для обычных дизелей.

Конструктивному совершенствованию были подвергнуты лишь насос высокого давления (в части смазки плунжера и цилиндра) и устройство управления насосом, кинематически связанное с управлением дроссель-

ной заслонкой, помещенной во впускном трубопроводе.

Для смазки плунжера в цилиндре в последнем предусмотрен специальный масляный затвор (уплотнение), который одновременно препятствует просачиванию топлива в зазор между этой трущейся парой деталей. Затвор состоит из двух параллельных кольцевых канавок в стенке цилиндра (гильзы) и плунжера. Верхняя канавка соединена с нагнетательным топливным трубопроводом, а в нижнюю подается масло под давлением, превышающим давление в системе подачи топлива. Для исключения проникновения топлива в систему смазки двигателя при падении давления масла (например, при малых оборотах) предусмотрен обратный клапан.

Переходя к описанию системы непосредственного впрыска топлива фирмы «Хилборн», следует отметить, что она принципиально отличается от систем «Лукас» и «Бош». В этой системе подача топлива происходит непрерывно через специальные жиклеры, установленные во впускном трубопроводе перед впускными клапанами. Давление впрыска составляет $2,8 \text{ кг/см}^2$. Система отличается простотой устройства и изготовления и может быть легко приспособлена для питания любого двигателя. Однако система «Хилборн» обеспечивает удовлетворительное смесеобразование только при работе двигателя на режиме большой скорости вращения коленчатого вала. Пуск двигателя и работа его на малых оборотах затруднены из-за переполнения трубопроводов топливсм.

Американский филиал фирмы «Бош» усовершенствовал систему питания с непосредственным впрыском топлива «Хилборн», автоматизировав почти все процессы, и добился хороших результатов. Это позволило фирме «Шевроле» применить модернизированную систему для двигателей своих скоростных автомобилей модели «Корвет». В новом варианте системы принцип непрерывного впрыска топлива во впускной трубопровод сохранен, но конструктивные усовершенствования улучшили работу двигателя на режимах малых и средних оборотов коленчатого вала, а также облегчили пуск двигателя.

Конструктивная схема системы непосредственного впрыска топлива автомобиля «Шевроле» модели «Корвет» показана на рис. 49. Подкачивающий насос с анти-

пульсатором подводит топливо через фильтр к дозирующему устройству насоса высокого давления.

Шестеренчатый насос 1 высокого давления (см. рис. 49) установлен в поплавковой камере, в которой при помощи поплавка и запорной иглы поддерживается постоянный уровень топлива. Подаваемое под давлением 14 кг/см^2 к форсункам топливо проходит предваритель-

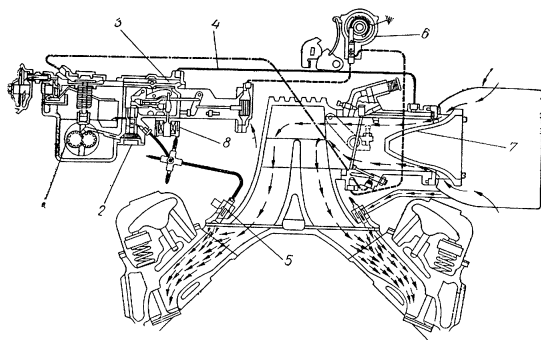


Рис. 49. Схема системы непосредственного впрыска топлива фирмы «Американ-Бош» для автомобиля «Шевроле» модели «Корвет»

но через плунжер 2, который одновременно дозирует топливо и перепускает избыток его обратно в топливный бак. Плунжер управляется мембраной 3, помещенной в камере, сообщающейся трубкой 4 с впускным трубопроводом 7.

Под влиянием разрежения в зоне диффузора 7 в полости перед дроссельной заслонкой мембрана прогибается вверх и воздействует на плунжер, который пропускает дозированное количество топлива от насоса к форсункам 5. При закрытой дроссельной заслонке разрежение в камере мембраны резко снижается, плунжер 2 опускается и подача топлива к форсункам прекращается. Кроме описанного устройства, система снабжена пусковым приспособлением, работающим от автомата

стартера 6 в течение 20—30 сек. при пуске двигателя. При включении стартера происходит питание соленоида 8, который выключает плунжер и открывает канал для непосредственной подачи топлива от насоса к форсункам. После выключения стартера дозирование плунжером возобновляется. При пуске двигателя в ход форсунки фактически выполняют функции простых жиклеров карбюратора, работающих под давлением.

Фирме «Шевроле», применившей описанную систему впрыска, удалось получить от серийного двигателя мощность 283 л. с., т. е. литровую мощность—61,5 л. с./л.

Применение непосредственного впрыска топлива по системе «Хилборн—Американ-Бош» на серийном двигателе несомненно значительное достижение. Однако установлено, что эта система уступает системам «Лукас» и «Бош» по эксплуатационным качествам.

Выпускной трубопровод

У современных быстроходных автомобильных двигателей выпускной трубопровод, составляющий часть выпускной системы, используют не только для отвода отработавших газов из цилиндров в атмосферу, но и для повышения объемного наполнения цилиндров горячей смесью. Конкретно используется инерционный эффект потока отработавших газов, который благодаря перекрытию клапанов в $30—60^\circ$ по углу поворота коленчатого вала обеспечивает дополнительный подсос в цилиндр свежей смеси.

Поток вытекающих из цилиндров отработавших газов в выпускном трубопроводе не постояен, а пульсирует с частотой, зависящей от числа цилиндров, выхлоп которых подключен к данному трубопроводу, и от числа оборотов в минуту коленчатого вала двигателя.

У двигателей современных скоростных автомобилей для каждого цилиндра предусматривается отдельная выпускная труба.

Для лучшего использования инерции пульсирующего в трубопроводе потока газов, для повышения наполнения цилиндров свежей смесью К. Кемпбелл дает кривую (рис. 50) зависимости длины отдельной выпускной трубы от скорости вращения коленчатого вала двигателя, соответствующей максимальной мощности. Длина трубопро-

вода отсчитывается от положения в.м.т. поршня в цилиндре.

Рассмотрение конструкций выпускных трубопроводов современных скоростных автомобилей позволяет установить, что преимущественно распространены следующие две системы:

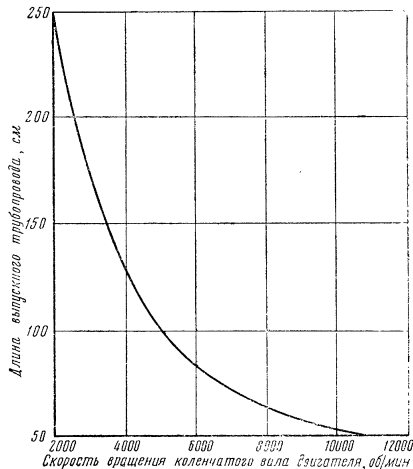


Рис. 50. Экспериментальная зависимость длины выпускного трубопровода от скорости вращения коленчатого вала, соответствующей максимальной мощности двигателя

1) система с отдельными для каждого цилиндра трубами, соединяющимися в один общий трубопровод на некотором расстоянии от блока цилиндров. При этом для предотвращения помех выхлопу, могущих возникнуть от встречных волн давления выхлопа соседних цилиндров, наклон отдельных труб на входе в общий трубопровод не должен превышать 45° . Оптимальная величина этого угла составляет 30° , но обычно не может быть реализо-

вана из-за компоновочных трудностей. При переднем расположении двигателя на автомобиле выпускные трубы последних цилиндров, наклоненные к горизонту под углом 30° , уже выходят за пределы моторного отсека и распространяются на помещение тонщика;

2) система с отдельными для каждого цилиндра трубами, которые первоначально соединяются между собой попарно или по три, а затем уже две или три промежуточные трубы соединяются в один общий трубопровод. Такая система, названная в Англии «связка бананов», проще в исполнении и компактнее, но уступает первой в отношении гидравлического сопротивления.

Иногда все отдельные выпускные трубы не соединяются в общие трубопроводы и проводятся сбоку автомобиля, заканчиваясь позади его кузова.

Расположение двигателя автомобиля

На скоростном автомобиле двигатель может быть расположен как впереди, так и сзади. Однако заднее расположение двигателя позволяет реализовать следующие преимущества: компактность силового агрегата (двигателя), объединенного в один блок со сцеплением, коробкой передач и главной передачей; низкое расположение основания и кузова, а следовательно, и места тонщика из-за отсутствия под полом карданной передачи.

У современных скоростных автомобилей, имеющих, как правило, весьма малый общий вес и высокую силу тяги на ведущих колесах, заднее расположение двигателя обеспечивает лучшее сцепление ведущих колес с дорогой благодаря большей весовой нагрузке, приходящейся на заднюю ось.

Однако при некоторых сочетаниях общей компоновки автомобиля, конструкции и кинематической схемы задней подвески и боковой жесткости шин больший вес, приходящийся на задние колеса при заднем расположении двигателя, может ухудшить устойчивость автомобиля, т. е. повысить его склонность к боковому заносу. Кроме того, смещаемое вперед место тонщика ухудшает его восприимчивость к началу заноса автомобиля.

Существенные достоинства заднего расположения двигателя оказались наиболее ценными для современ-

ных дорожно-гоночных автомобилей, на которых эта компоновка и преобладает. В то же время на экспериментальных и туристских автомобилях преимущественное распространение получило переднее расположение двигателя.

МЕХАНИЗМЫ И АГРЕГАТЫ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Конструкции механизмов и агрегатов силовой передачи большинства скоростных автомобилей мало отличаются от конструкций этих механизмов и агрегатов серийных легковых автомобилей. Силовые передачи скоростных автомобилей состоят из сцепления, коробки передач, карданного вала и главной передачи, располагаемых преимущественно по общепринятой схеме. При переднем расположении двигателя и при закрепленном на раме картере главной передачи коробка передач иногда располагается в блоке с картером главной передачи. В некоторых конструкциях картеры главной передачи и коробки передач отливаются заодно. Расположение коробки передач совместно с главной передачей позволяет получить лучшее распределение общего веса автомобиля по осям. Примеры конструкции коробки

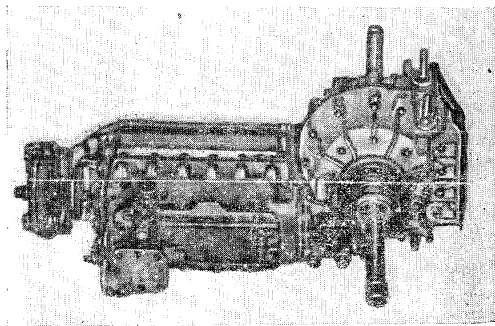


Рис. 51. Коробка передач и главная передача, объединенные в одном блоке

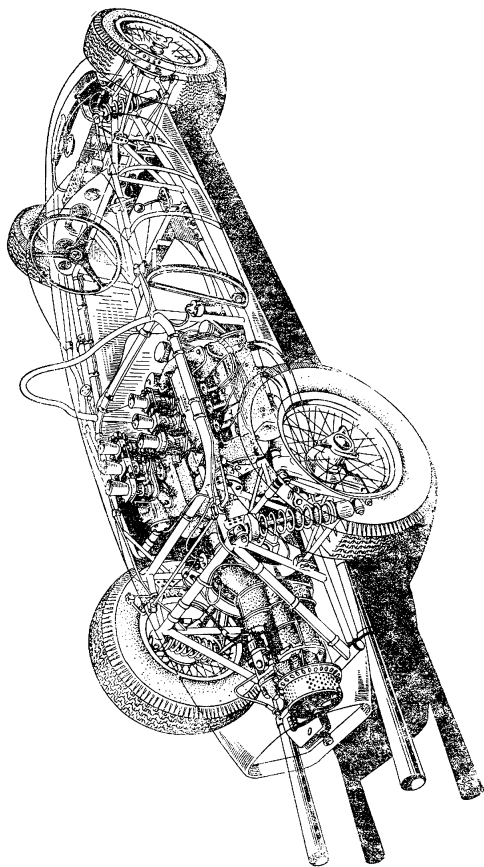


Рис. 52. Расположение коробки передач за задней осью

передач и главной передачи, выполненных в одном блоке, показаны на рис. 26 и 51.

У дорожно-гоночных автомобилей, имеющих заднее расположение двигателя, коробка передач обычно размещается за задней осью (рис. 52).

Работа механизмов и агрегатов силовой передачи скоростных автомобилей протекает в особо тяжелых условиях. Например, во время кольцевой гонки механизмы и агрегаты силовой передачи автомобиля испытывают нагрузку, меняющиеся резко и часто в пределах от нуля до максимума. Переменный режим работы автомобиля здесь состоит в резком трогании с места, разгоне при полном крутящем моменте до максимальной скорости, интенсивном торможении, снова в разгоне и т. д. Именно этот режим работы и определяет основные требования к конструкции механизмов и агрегатов силовой передачи скоростного автомобиля.

Механизм сцепления

Механизм сцепления скоростного автомобиля характеризуется несколько увеличенным коэффициентом запаса. Это необходимо для обеспечения надежности работы ввиду частого использования максимального крутящего момента двигателя, а также на случай понижения коэффициента трения фрикционных накладок вследствие их чрезмерного нагрева.

Напомним, что коэффициент запаса сцепления представляет собой отношение крутящего момента, передаваемого сцеплением, к максимальному крутящему моменту двигателя. При этом момент, передаваемый сцеплением, подсчитывается по формуле:

$$M_{сш} = \mu n R p,$$

где μ — коэффициент трения фрикционной накладки;
 n — число рабочих поверхностей ведомых дисков;
 R — средний радиус фрикционной накладки диска;
 p — суммарная сила нажимных пружин, кг.

При расчете механизма сцепления современного скоростного автомобиля коэффициент запаса принимают от 1,45 до 1,6.

Для многодискового сцепления указанные значения коэффициента запаса увеличивают на 10—15%, учиты-

вая повышенное сопротивление трения между отдельными деталями механизма.

Коэффициент запаса сцепления может быть повышен путем увеличения суммарной силы нажимных пружин или путем замены материала фрикционной накладки ведомого диска другим материалом, имеющим более высокий коэффициент трения. Конструктивные приемы увеличения коэффициента запаса сцепления состоят либо в применении фрикционной накладки ведомого диска большего диаметра, либо в увеличении числа рабочих трущихся поверхностей механизма.

Сравнивая конструкции однодисковых и многодисковых сцеплений, следует отметить, что однодисковое сцепление, имея малую массу и соответственно малый момент инерции ведомой части, обеспечивает легкое и быстрое переключение передач. Кроме того, в однодисковом сцеплении лучше отводится тепло от поверхностей трения. Однако сравнительно большое удельное давление на поверхности фрикционной накладки предъявляет к ее материалу повышенные требования.

Сцепление с двумя и большим числом ведомых дисков способно передавать большие крутящие моменты двигателя без необходимости увеличения диаметра маховика. Это очень ценно для современных скоростных автомобилей, поскольку их высокомоментные многочилиндровые двигатели имеют маховики малого диаметра. Кроме того, многодисковое сцепление обладает большей прогрессивностью включения, что уменьшает ударные нагрузки на детали механизмов силовой передачи при резком трогании автомобиля с места. Такая особенность механизма весьма благоприятна, поскольку сцепления скоростных автомобилей обычно не имеют каких-либо демпфирующих устройств.

Большинство современных скоростных автомобилей оборудуется однодисковыми механизмами сцепления. Однако в последнее время в связи с ростом мощностей двигателей и тяжелыми условиями длительных испытаний автомобилей во время гонки по кольцевым маршрутам, получают распространение многодисковые сухие сцепления. Такие механизмы применяются, например, на автомобилях фирм «Феррари», «Мазерати» и «Ягуар». В частности, у автомобиля «Ягуар» используется многодисковое сцепление, состоящее из трех ведомых и двух

ведущих дисков. При этом ведомые диски, передающие крутящий момент двигателя коробке передач, связаны между собой шлицевой втулкой.

Увеличение общей трущей поверхности механизма сцепления позволило уменьшить его габаритный диаметр до 190 мм.

Анализируя параметры механизмов однодискового сцепления скоростных автомобилей, можно установить, что величина общей активной поверхности трения (определяемой для двух сторон ведомого диска), отнесенная к весу снаряженного автомобиля, колеблется от 350 до 550 $см^2$ на одну тонну веса, а отношение общей активной поверхности трения к максимальному крутящему моменту двигателя составляет 20—30 $см^2/кгм$. Для многодисковых сцеплений эти параметры значительно больше.

Во избежание чрезмерного нагрева фрикционных накладок удельное давление на них желательно иметь менее 2,5 $кг/см^2$. При этом удельное давление на фрикционной накладке ведомого диска определяется путем отнесения суммарной силы нажимных пружин к поверхности трения только одной стороны накладки.

К материалу фрикционной накладки предъявляются следующие требования: твердость (не сжимается под действием нажимных пружин), высокий коэффициент трения и жаростойкость. Обычно накладки изготавливаются из медно-асбестовой ткани (плетенка типа ферро-до) или из прессованной асбестовой массы.

В лабораториях американского автомобильного концерна «Дженерал Моторс» при испытаниях фрикционных накладок из различных материалов было установлено, что наилучшие результаты дает плетеный асбест с карнаской сеткой из латунной проволоки. Коэффициент трения этого материала в сухом состоянии равен 0,35, а износ накладки после пробега автомобиля на протяжении 40 000 км не превысил 0,12 мм.

Для предохранения нажимных пружин от чрезмерного нагрева при работе сцепления со стороны нажимного диска под пружины помещают термоизоляционные прокладки. Соответственно для улучшения общего отвода тепла от механизма сцепления в его картере предусматривают вентиляционные отверстия, закрываемые металлической сеткой.

Абсолютные значения передаточных чисел и количество ступеней в коробке передач существенно влияют на приемистость и среднюю скорость движения автомобиля. Особенно большое значение имеет подбор передаточных чисел ступеней, следующих непосредственно за прямыми передачами, так как именно эти ступени чаще всего используются при разгонах после частичного замедления или на подъемах.

Принято считать, что наилучшую динамику автомобиля обеспечивает коробка передач с бесконечным или с достаточно большим числом ступеней. Однако высокие значения крутящих моментов и пологие кривые изменения момента с изменением скорости вращения колечного вала современных двигателей позволяют обходиться без близко расположенных друг к другу передаточных чисел и применять обычные коробки передач.

На современных скоростных автомобилях преимущественное распространение получили механические четырехступенчатые и реже пятиступенчатые коробки передач; иногда последнюю передачу делают ускоряющей. На автомобилях «Феррари» класса до 1500 $см^3$ двух последних моделей (65 и 120) установлены механические коробки передач с шестью передачами вперед и одной для заднего хода. Следует учитывать, что большее число ступеней в коробке передач увеличивает время разгона автомобиля вследствие большой потери времени на переключение передач.

У большинства коробок передач применяются муфты легкого включения, по сравнению с которыми синхронизаторы осуществляют процесс переключения передач более медленно.

Ниже для справок в табл. 13 приведены передаточные числа коробок передач некоторых скоростных автомобилей.

Принципиально целесообразно применение на скоростном автомобиле гидротрансформатора, т. е. гидродинамической передачи, преобразующей крутящий момент двигателя, совместно с трехступенчатой механической передачей с двумя понижающими передачами для разгона автомобиля и с прямым соединением для движения на режиме максимальной скорости. Однако

современные автомобильные гидротрансформаторы не обеспечивают полного использования мощности двигателя и, кроме того, тяжелее механической коробки передач и сцепления, вместе взятых. Максимальный к.п.д. гидротрансформаторов составляет 85—90% в зависимости от количества ступеней, формы лопаток и других конструктивных особенностей.

Таблица 13

Передаточные числа коробок передач некоторых скоростных автомобилей

Фирма автомобиля	Передаточные числа коробки передач					ускоряющая
	I	II	III	IV	V	
«Оска»	3,37	2,02	1,36	1,0	—	—
»	3,09	1,84	1,36	1,0	—	—
«Мазерати»	2,67	1,62	1,27	1,0	—	—
«Альфа-Ромео»	3,42	2,22	1,501	1,0	—	—
«Бристоль»	3,79	1,82	1,28	1,0	—	—
«Фиат»	2,69	1,77	1,257	1,0	—	—
«Фрезер-Нэш»	2,91	1,815	1,28	1,0	—	—
«Эйстон-Мартин»	3,47	2,265	1,53	1,205	1,0	—
»	2,95	1,865	1,27	1,0	—	—
«Пегассо»	2,99	1,81	1,215	1,0	—	0,847
«Мерседес-Бенц»	3,16	1,85	1,325	1,0	—	—
«Мерседес-Бенц»	3,71	2,27	1,43	1,0	—	—
«Феррари»	2,54	1,70	1,25	1,0	—	—
»	2,59	1,929	1,445	1,099	1,0	—
»	2,61	1,895	1,39	1,09	1,0	—
«Ягуар»	3,37	1,975	1,355	1,0	—	—
»	2,15	1,64	1,28	1,0	—	—
«Тальбо»	2,82	2,18	1,33	1,0	—	—

Некоторым недостатком гидротрансформатора, специфичным для спортивного автомобиля, следует считать то, что гидротрансформатор автоматически выбирает необходимое передаточное число лишь тогда, когда полностью определено новое значение общего сопротивления движения. В отличие от гидротрансформатора обычная механическая коробка передач позволяет опытному гощику, предвидя предстоящее изменение условий движения, принять соответствующие меры, включая заблаговременно необходимую в данном случае передачу.

Одним из определяющих размеров коробки передач является расстояние между центрами ее ведущего (ведомого) и промежуточного валов. Отношение этого расстояния к величине максимального крутящего момента двигателя обычно находится в пределах от 2,0 до 3,5 мм/кгм (большее значение относится к автомобилям с двигателями меньшей мощности).

П. Хельдт рекомендует пользоваться для определения межцентрового расстояния коробки передач следующей формулой*:

$$C = 24,6 \sqrt[3]{M_{дв}}$$

где C — межцентровое расстояние, мм;

$M_{дв}$ — максимальный крутящий момент двигателя, кгм.

С целью уменьшения потерь энергии на взбалтывание масла в картере у современных коробок передач применяется принудительная смазка шестерен и подшипников от собственного насоса.

Карданный вал

Карданный вал скоростного автомобиля, вращающийся с особо большой скоростью, весьма склонен к вибрации, а поэтому тщательно динамически балансируется. Величина допускаемого дисбаланса (момент динамической неуравновешенности) карданного вала в сборе с шарнирами составляет 5—7 гсм.

Карданный вал рассчитывают по максимальному крутящему моменту двигателя, трансформированному первой ступенью в коробке передач. Когда коробка передач сблокирована с главной передачей, то расчет ведут только по крутящему моменту двигателя.

Напряжения определяют для кольцевого сечения и для наименьшего диаметра сплошной части карданного вала.

Допускаемая конструкцией карданного вала предельная скорость вращения, выше которой возможна поломка вала вследствие резонансных колебаний, называется критической. При расчете карданного вала на прочность

* П. Хельдт. Автомобильные сцепления и коробки передач. Машгиз, 1947.

проверяют также его критическую скорость. Необходимо, чтобы эта скорость превышала максимально возможную эксплуатационную скорость вращения карданного вала.

Критическая скорость вращения карданного вала зависит от площади его сечения и длины и может быть вычислена по формуле, предложенной П. М. Хельдтом и скорректированной конструкторским бюро автозавода имени Лихачева:

$$n_{кр} = 10250000 \sqrt{\frac{D^2 + d^2}{L^3}},$$

где D и d — наружный и внутренний диаметры трубы, см;

L — условная длина вала — расстояние между центрами карданных шарниров, см.

У скоростных автомобилей, имеющих обычно короткую базу, карданная передача выполняется одинарным открытым валом с двумя шарнирами. Для изготовления карданных валов применяют тонкостенные стальные цельнотянутые трубы с внешним диаметром от 45 до 70 мм при толщине стенки 1,3—2,0 мм. Шлицевое соединение вала с одним из карданных шарниров не должно иметь радиального люфта, способствующего возникновению вибрации.

Ведущая ось

Высокие скорости движения скоростных автомобилей и резко меняющиеся ускорения вызывают большие динамические нагрузки в силовой передаче и частично в механизмах ходовой части шасси. При наличии неразрезной задней оси балка моста испытывает сложные напряжения от изгибающих моментов, вызываемых реакциями сил тяги, веса и боковых сил, а также от передаваемых через колеса реакций крутящего и тормозного моментов. По сравнению с серийными легковыми автомобилями напряжения в балке заднего моста скоростных автомобилей увеличены в несколько раз. В то же время во избежание нежелательного повышения веса неподдресоренных масс балка заднего моста должна быть достаточно легкой.

Наиболее легкая конструкция заднего моста с цельной штампованной балкой получается при применении

полуразгруженной полуоси, как обеспечивающей наименьший вес ступицы колеса.

При этом для увеличения прочности наружный конец полуоси делают более массивным. Благодаря сравнительно большому расстоянию от подшипника колеса до центра задней оси уменьшается радиальная нагрузка на подшипник, возникающая от действия на ось боковой силы при прохождении поворота с большой скоростью.

На рис. 53 для примера показана подвеска заднего моста с цельной балкой скоростного автомобиля «Ягуар»

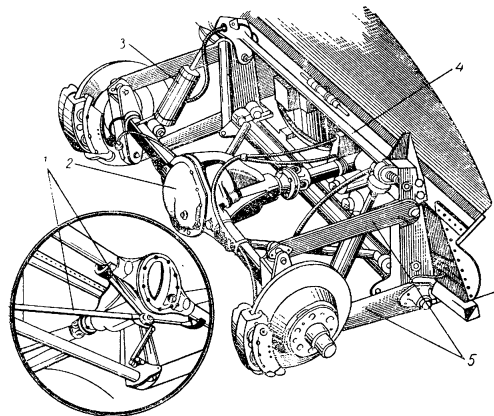


Рис. 53. Задний мост с цельной балкой автомобиля «Ягуар» модели D:

1 — система реактивных штанг; 2 — балка заднего моста; 3 — амортизатор; 4 — торсион; 5 — рычаги подвески

модели D. В качестве упругих элементов подвески применены расположенные поперек автомобиля торсионы, шарнирно соединенные с балкой моста продольными пластинчатыми рычагами. Для обеспечения необходи-

мой жесткости подвески в боковом направлении предусмотрена система из четырех штанг, связанных между собой и с основанием автомобиля шарнирами.

На современных скоростных автомобилях значительно распространены специальные задние оси так называемого типа «де-Дион». Такая ось характеризуется закрепленным на основании автомобиля картером главной передачи, наличием открытых полуосей с двумя карданными шарнирами (у каждой) и наличием жесткой балки оси, соединяющей ступицы колес. Упругие элементы подвески могут быть различные, однако для восприятия и передачи на основание кузова реактивных сил и моментов служит специальная система штанг. Основным достоинством задней оси типа «де-Дион» является существенное снижение веса неподрессоренных деталей.

Дополнительные возможности снижения веса неподрессоренных деталей задней оси типа «де-Дион» дает расположение колесных тормозов непосредственно на полуосях в местах выхода их из картера главной передачи. Однако такое расположение тормозов требует устройства специального охлаждения их барабанов, что обычно осуществляется воздушным потоком, направляемым по особым каналам из-под пола кузова или из-под крыльев задних колес.

Для скоростных автомобилей применяются главные передачи с коническими шестернями, имеющими спиральные зубья обычного или гипоидного зацепления. Последние более бесшумны и более надежны в работе.

К недостаткам передач с шестернями гипоидного зацепления следует отнести: а) низкий к. п. д., который при большом смещении ведущей шестерни составляет 94% (против 96% у конических шестерней со спиральными зубьями); б) большее (примерно на 50%) выделение тепла при работе.

Несмотря на то что передача с шестернями гипоидного зацепления сложна в изготовлении и требует при эксплуатации применения специального масла, она нашла определенное распространение на современных скоростных автомобилях.

Иногда при постройке экспериментального скоростного автомобиля, предназначенного для участия в различных соревнованиях, может потребоваться изготовить не-

сколько пар шестерен главной передачи, отличающихся передаточным числом. В таком случае часто бывает целесообразно, исходя из простоты конструкции и изготовления, применить конические шестерни с прямым зубом.

Передаточное число главной передачи должно обеспечивать автомобилю максимально возможную скорость движения и высокую прiemимость при разгоне без превышения заданной предельной скорости вращения коленчатого вала двигателя. Динамические качества скоростного автомобиля задаются в зависимости от его назначения, т. е. характера предполагаемых скоростных соревнований. Если соревнования проводятся в условиях перенесенной местности, горных дорог или на большую дистанцию с большим числом поворотов, то автомобилю необходим большой запас силы тяги. Если цель соревнования состоит в установлении рекорда скорости с хода на прямолинейном участке дороги, когда способность быстро разогнаться не имеет решающего значения, передаточное число главной передачи должно обеспечить автомобилю возможно высокую скорость и надежную работу двигателя на этой скорости в течение продолжительного времени.

Выбор передаточного числа главной передачи требует проведения большой вычислительной работы и многочисленных экспериментов.

Теоретически передаточное число главной передачи выбирают из условия, что суммарное сопротивление движению автомобиля (в л.с.) в точности равно максимальной мощности двигателя. Иными словами, передаточное число следовало бы выбирать по скорости движения автомобиля при максимальной мощности, т. е. в точке перегиба скоростной характеристики двигателя. Однако при движении автомобиля по трассе даже на очень короткую дистанцию (1—2 км) суммарное сопротивление движению не остается постоянным (меняется качество покрытия, возможен случайный порыв ветра и т. п.). Поэтому практически автомобилю необходим некоторый запас мощности при движении на режиме максимальной скорости. Этого достигают выбором передаточного числа главной передачи из условия, что кривая суммарного сопротивления движению пересекает кривую мощности двигателя правее точки перегиба, т. е. при скорости вращения коленчатого вала, превышающей на 5—15% скорость, соответствующую максимальной мощности.

Определение необходимого передаточного числа главной передачи удобно производить по динамической характеристике автомобиля на высшей ступени в коробке передач. Эта характеристика представляет собой зависимость изменения динамического фактора автомобиля от скорости движения. При этом динамическим фактором называют отношение свободной силы тяги на колесах к полному весу автомобиля*:

$$D = \frac{M_{\text{дв}} i_0 \eta_{\text{мех}}}{G_a} - 0,0772 k F V_a^2,$$

где D — динамический фактор, $\text{кг}/\text{кг}$;

$M_{\text{дв}}$ — максимальный крутящий момент двигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}$;

i_0 — передаточное число главной передачи;

k — коэффициент сопротивления воздуха, $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4}$;

$\eta_{\text{мех}}$ — коэффициент полезного действия передачи;

F — лобовая площадь автомобиля, м^2 ;

V_a — скорость движения автомобиля, $\text{км}/\text{час}$;

G_a — полный вес автомобиля, кг .

В приведенном выражении числитель представляет собой разность величин свободной силы тяги на ведущих колесах и силы сопротивления воздуха движению автомобиля. При этом физический смысл коэффициента сопротивления воздуха (коэффициента обтекаемости) состоит в том, что он представляет собой удельную силу сопротивления воздуха в кг , оказываемую телу, имеющему лобовую площадь 1 м^2 , двигающемуся со скоростью $1 \text{ м}/\text{сек}$.

В зависимости от аэродинамического совершенства кузова и типа скоростного автомобиля цифровое значение коэффициента k колеблется в пределах $0,02 - 0,03$. Следует отметить, что аэродинамическое сопротивление автомобилей, имеющих кузова, закрывающие колеса, меньше, чем у дорожно-гоночных автомобилей такого же класса, имеющих сигарообразные одноместные кузова, но открытые колеса.

* Б. В. Гольд. Пути развития грузовиков и автобусов. Изд. Наркомхоза РСФСР, М. — Л., 1938.

Что касается величины коэффициента $\eta_{\text{мех}}$, то в зависимости от типа и конструкции главной передачи она может быть оценена в пределах от $0,93$ до $0,96$.

Произведя необходимые подсчеты динамического фактора для нескольких произвольно выбранных передаточных чисел i_0 , можно построить график зависимости изменения динамического фактора от скорости движения автомобиля (рис. 54).

Чтобы определить максимальную скорость автомобиля на дороге определенного качества, нужно уменьшить значение динамического фактора на величину силы сопротивления качению, отнесенную к полному весу автомобиля. Иными словами, на графике нужно построить также зависимость коэффициента сопротивления качению f от скорости автомобиля.

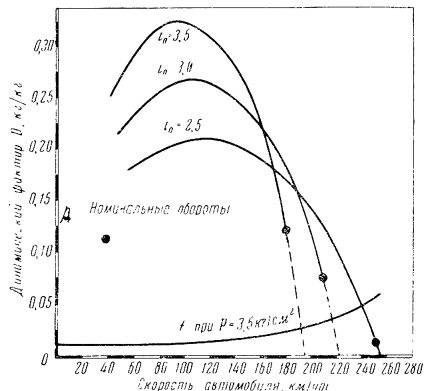


Рис. 54. Зависимость динамического фактора от скорости движения автомобиля:

i_0 — передаточное число главной передачи; P — давление воздуха в шинах; f — коэффициент сопротивления качению; A — скорости автомобиля, соответствующие числу оборотов коленчатого вала двигателя при максимальной мощности

Для скоростей, не превышающих 160 км/час, коэффициент f можно считать не зависящим от скорости и наносить его на график в виде прямой линии, параллельной оси абсцисс. Однако при скоростях движения, превышающих 160 км/час, коэффициент сопротивления качению начинает возрастать и, как показывают расчеты по приводимой ниже формуле, при скоростях 500—600 км/час превосходит коэффициент сопротивления воздуха.

Инженер В. В. Бекман рекомендует вычислять коэффициент f по эмпирической формуле, как функцию скорости движения автомобиля и давления воздуха в шинах*:

$$f = \frac{1}{p^{0,64}} \left(20 + \frac{V_a^{3,7}}{1234000 \times p^{1,44}} \right),$$

где p — внутреннее давление в шинах, кг/см²;

V_a — скорость движения автомобиля, км/час.

После того как на графике динамической характеристики автомобиля построена также кривая изменения коэффициента f , можно определить для каждого выбранного значения i_0 следующие показатели:

- 1) максимальную величину динамического фактора (D);
- 2) максимальную скорость автомобиля при скорости вращения коленчатого вала, соответствующей максимальной мощности, без учета силы сопротивления качению (V_a'');
- 3) максимальную скорость автомобиля на дороге заданного качества (определяется в точке пересечения кривых изменения D и f) и соответствующую скорость вращения коленчатого вала двигателя (V_a'' и n_2);
- 4) превышение скорости вращения коленчатого вала двигателя n_2 при V_a'' над скоростью вращения n_1 , соответствующей максимальной мощности.

В частности для трех выбранных значений i_0 (2,5; 3,0 и 3,5) график позволяет получить следующие показатели:

i_0	D , кг/кг	V_a'' , км/час	V_a'' , км/час	n_1 , об/мин	n_2 , об/мин	$\frac{n_2 - n_1}{n_1}$, %
2,5	0,210	251,1	251,1	2290	4490	—
3,0	0,268	209,5	221,0	4475	4750	5,5
3,5	0,325	179,1	194,0	4530	4870	8,2

На основании полученных данных может быть построен объединенный график зависимости динамического фактора, максимальной скорости движения автомобиля и соответствующей ей скорости вращения коленчатого вала двигателя от величины передаточного числа главной передачи. Такой график, предложенный инж. В. И. Ланиным, показан на рис. 55. Пользуясь графиком, можно, выбрав требуемое для предстоящих соревнований сочетание скоростных показателей автомобиля и его двигателя, а также динамического фактора, установить оптимальное передаточное число главной передачи. В рассматриваемом примере диапазон изменения передаточного числа ограничен пределами 2,5 и 3,5.

У современных скоростных автомобилей передаточное число главной передачи составляет 2,5—4,5, причем большие числа относятся к автомобилям, имеющим двигатели с относительно малыми рабочими объемами.

Рассматривая конструкцию главной передачи, нельзя не отметить влияния на динамические качества скоростного автомобиля также и конструкции дифференциала. Большинство скоростных автомобилей имеет малый общий вес при высоком крутящем моменте, подвешенном к ведущим колесам. Недостаток сцепного веса не позволяет реализовать полную силу тяги на колесах. Поэтому резкий старт или интенсивный разгон после вынужденного замедления часто сопровождается буксованием одного из колес и как следствие этого потерей скорости. Для уменьшения буксования колес в главных передачах современных скоростных автомобилей стали применять дифференциалы «повышенного трения».

Несмотря на различное конструктивное выполнение, принцип действия дифференциалов «повышенного трения» одинаков и состоит в том, что создается повышенное трение между ведомыми деталями (соединенными с

* В. В. Бекман. Гоночные автомобили. Машгиз, 1958.

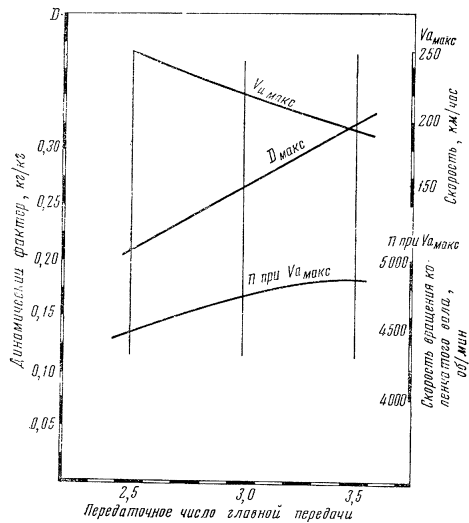


Рис. 55. Объединенный график динамических характеристик автомобиля для выбора передаточного числа главной передачи: i_0 — передаточное число главной передачи; D — динамический фактор; V_{α} — максимальная скорость автомобиля; n — скорость вращения коленчатого вала двигателя

полуосями) и чашкой дифференциала. При этом трение, препятствующее проворачиванию полуоси относительно коробки дифференциала, прямо пропорционально величине крутящего момента, подводимого к коробке через главную передачу. Любое уменьшение этого момента сопровождается как бы «освобождением» полуосей, и та из них, которая по условиям движения автомобиля должна ускоряться, получает возможность проворачиваться в коробке дифференциала.

Наибольшее применение получил дифференциал немецкой фирмы ЦФ («Цаанрад-фабрик»), показанный

на рис. 56. Здесь между двух ведомых барабанов (звездочек) 2 и 4, снабженных профилированными выступами (кулачками), помещена кольцевая обойма 1, несущая скользящие сухари 3. Обойма соединена с ведомой шестерней главной передачи и является ведущим элементом дифференциала. Одна из полуосей связана с внутренним кулачковым барабаном 4, другая — с внешним барабаном 2. Когда крутящий момент от двигателя уменьшается или не передается обойме 1 совсем (движение автомобиля накатом), механизм работает как обычный дифференциал, так как сухари 3 имеют возможность свободно проскальзывать по профилированным выступам барабанов 2 и 4. При передаче крутящего момента и наличии сил, действующих на сухари, перемещение барабанов, а следовательно, и полуосей относительно друг друга определяется силой трения сухарей о выступы барабанов. При этом трение тем больше, чем больше крутящий момент, приложенный к ведущей обойме 1.

Дифференциал другой распространенной конструкции показан на рис. 57. Здесь конический дифференциал с четырьмя сателлитами обычной конструкции снабжен двумя многодисковыми сцеплениями 2, расположенными между тыльными плоскостями полуосевых шестерен

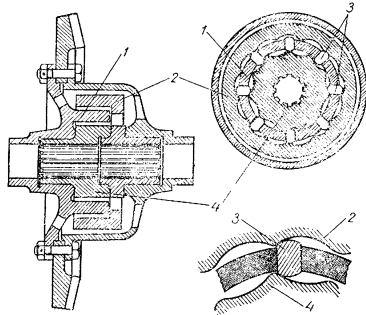


Рис. 56. Дифференциал «повышенного трения» фирмы «Цаанрад-фабрик»

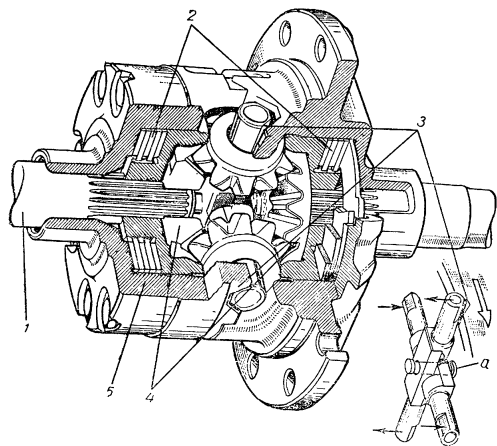


Рис. 57. Дифференциал «повышенного трения» с многодисковыми сцеплениями

4 и соответствующими стенками коробки 5 дифференциала. При передаче крутящего момента от коробки дифференциала сочлененной крестовине сателлитов с раздвигающимися на оси *a* пальцами последние получают поперечное перемещение благодаря взаимодействию плоскостей призматических выемок 3 в торцах коробки и на пальцах крестовины. Возникающая при этом осевая сила передается зубьям сателлитов, раздвигает полуосевые шестерни 2 и включает в работу многодисковые сцепления 4. При этом увеличивается сопротивление проворачиванию полуосевых шестерен и полуосей 1 в коробке дифференциала.

В некоторых других дифференциалах «повышенного трения», работающих аналогично описанному, вместо многодисковых сцеплений применяют конусные сцепления. В ряде случаев осевая сила, действующая между сателлитом и полуосевой шестерней, оказывается не-

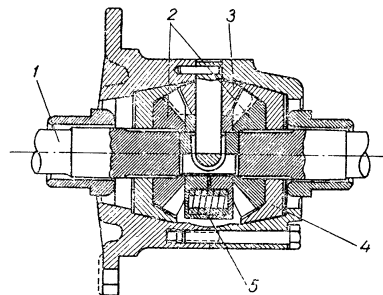


Рис. 58. Дифференциал «повышенного трения» с конусными сцеплениями, нагруженными постоянным усилием пружины:
1 — полуось; 2 — полуосевая шестерня; 3 — сателлит; 4 — конусное сцепление; 5 — пружина для предварительной нагрузки сцеплений

достаточной для создания необходимого трения в механизмах сцепления. Поэтому для компенсации этого недостатка применяют специальные предварительно нагруженные пружины 5 (рис. 58), обеспечивающие постоянные моменты трения в механизмах сцепления.

Дифференциалы «повышенного трения» в последнее время получают распространение также и на серийных легковых автомобилях, оборудованных двигателями, развивающими особо высокие крутящие моменты. Это позволяет расширить практическую реализацию силы тяги на ведущих колесах, располагаемой по максимальному крутящему моменту двигателя.

МЕХАНИЗМЫ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ШАССИ

Быстроходный автомобиль должен быть абсолютно устойчивым на дороге, легким и точным в управлении. Поэтому при проектировании современных скоростных автомобилей особое внимание уделяют проблемам устойчивости и управляемости.

Непрерывным условием получения устойчивого движения и хорошей управляемости автомобиля является

сохранение постоянного контакта между шинами и поверхностью дороги. В то же время сохранение постоянного контакта шин с поверхностью дороги, или, как говорят, «удержание дороги», существенно зависит:

- 1) от жесткости рамы шасси или основания автомобиля;
- 2) от конструкции и кинематической схемы передней и задней подвесок;
- 3) от конструкции и упругости шин.

Влияние на устойчивость движения и управляемость общей компоновки автомобиля, определяющей высоту расположения центра тяжести и распределение полного веса по осям, рассматривается ниже попутно.

Основание автомобиля

Основания современных скоростных автомобилей могут быть следующих конструкций:

- 1) рамные, когда основанием для крепления всех агрегатов и кузова служит рама, выполняемая из продольных балок (лонжеронов), связанных между собой различного вида поперечинами. Сечения лонжеронов и поперечин могут быть фасонного профиля, коробчатые или круглые;

- 2) несущие решетчатые фермы, выполняемые из труб небольшого диаметра или стальных фасонных профилей, скрепляемых между собой при помощи сварки.

Главными качествами основания скоростного автомобиля считают жесткость конструкции и ее вес.

Известный английский конструктор скоростных автомобилей Р. Рейлтон утверждает, что совершенно невозможно разработать подвеску, обеспечивающую хорошую устойчивость автомобиля, если само основание автомобиля недостаточно жестко и деформируется как рессора.

Основание автомобиля должно надежно противостоять изгибу от вертикальных сил, скручиванию в поперечной плоскости от боковых сил и сдвигу боковых элементов относительно друг друга от сил, действующих в продольной плоскости.

Рамы изготавливают из труб высокопрочных специальных сталей круглого или эллиптического сечения. Такие рамы отличаются большой сопротивляемостью де-

формациям и позволяют путем устройства различных надстроек удобно крепить двигатель и агрегаты силовой передачи. Круглый профиль труб позволяет легко изменять форму рамы, используя гибку и сварку отдельных элементов. Кроме того, рамы из труб проще в изготовлении и имеют небольшой вес. На рис. 59 показано

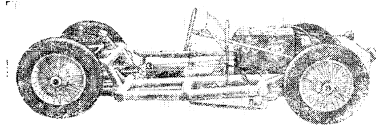


Рис. 59. Шасси автомобиля «Мазерати», имеющее раму из труб

шасси спортивного автомобиля «Мазерати», имеющее раму с лонжеронами из труб эллиптического сечения. Рамы из труб иногда применяются и на шасси дорожно-гоночных автомобилей типа «Большой приз».

У спортивного автомобиля «Феррари» (рис. 60) трубчатая рама усилена надстройками для крепления поперечной рессоры и картера главной передачи. При этом надстройки выполнены также из трубчатых элементов, скрепленных между собой при помощи сварки.

Для определения сопротивляемости рам скручиванию их испытывают на специальной установке.

Подлежащую испытанию раму опирают на три призмы, из которых две расположены ребрами в плоскости заднего моста. Эти призмы снабжены приспособлениями, не позволяющими раме отделяться от опор. Третья призма расположена в плоскости оси передних колес, но ее ребро ориентировано точно в продольной плоскости рамы. Над этой точкой опоры к раме жестко прикреплен рычаг определенной длины, служащий для подвешивания груза. Измерение угла закручивания рамы производится по отклонению стрелки, укрепленной на раме точно над ребром передней призмы.

Для возможности сравнения удельной жесткости K

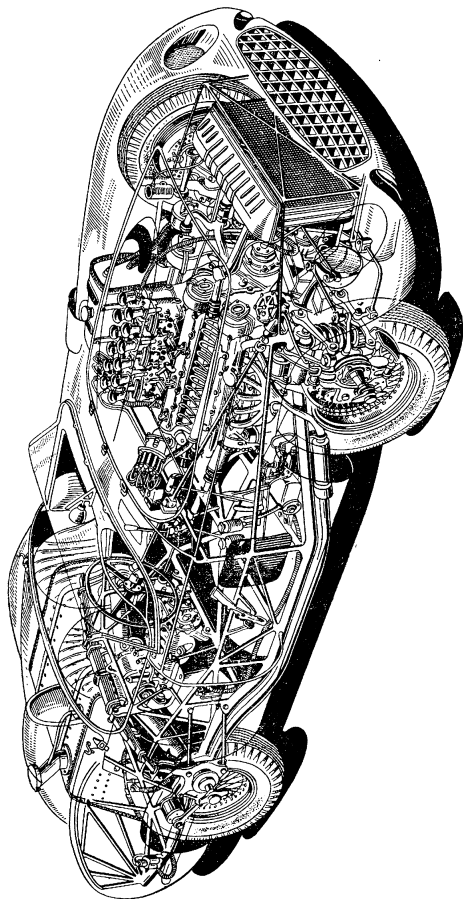


Рис. 60. Основание автомобиля «Феррари», образованное рамой из труб и наладстройками

рам различных конструкций и различной длины пользуются эмпирической формулой:

$$K = \frac{1000 \times G l L a}{\Delta S} \text{ (кгм}^2\text{)},$$

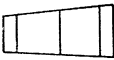
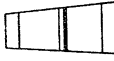


где G — вес груза, кг;
 l — длина плеча рычага, прикрепленного к раме, м;
 L — длина рамы, м;
 a — плечо стрелки, прикрепленной к раме, м;
 ΔS — отклонение стрелки, мм.

Результаты сравнительных испытаний жесткости нескольких рам даны в табл. 14.

Там же даны общие веса испытанных рам.

Таблица 14

Результаты сравнительных испытаний жесткости рам

Эскиз рамы	Краткое описание рамы	Показатель удельной жесткости, кг/м ²	Вес рамы, кг
I 	С пятью обычными поперечинами	10 900	87,4
II 	С усиленной средней поперечиной из трубы	19 350	88,5
III 	С угловыми раскосами	18 500	116,7
IV 	С угловыми раскосами и с усиленной средней поперечиной из трубы	36 000	120,0

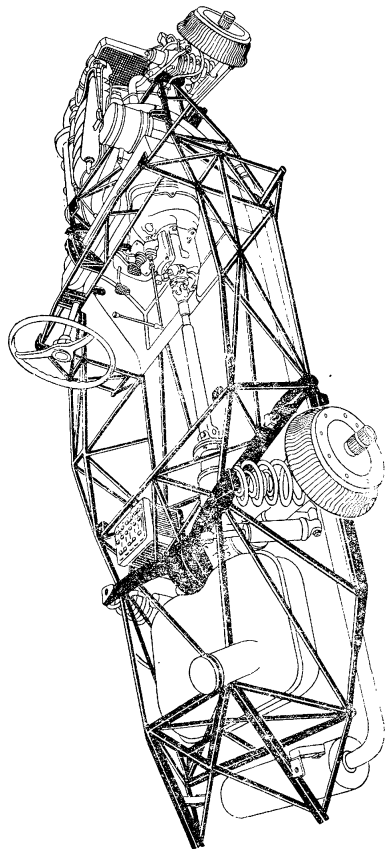


Рис. 61. Основание в виде решетчатой фермы автомобиля «Мерседес-Бенц» модели 300-СЛ

Из данных, указанных в таблице, можно видеть, что трубчатая поперечина большого диаметра, расположенная в центре рамы, увеличивает удельную жесткость рамы почти вдвое.

Как сообщалось выше, основание скоростного автомобиля может быть выполнено в виде несущей решетчатой фермы. Такое расположение труб при жестком соединении их отдельных частей обеспечивает основанию весьма высокую сопротивляемость различным деформациям. Применение ферменной конструкции для скоростного автомобиля с одноместным кузовом строго обтекаемой формы позволяет как бы вписать в эту форму основание, не загромождая внутреннего его пространства усиливающими поперечными элементами. Вес такого основания обычно не превышает 35—45 кг.

Изготовление основания автомобиля в виде несущей решетчатой фермы требует предварительного определения напряжений, возникающих на различных участках и в соединениях конструкции. Когда подобраны требуемые размеры отдельных элементов, необходимо при окончательном изготовлении фермы строго выдержать эти размеры. Проектирование, предварительные испытания, а затем и постройка основания автомобиля в виде решетчатой фермы требуют привлечения высококвалифицированных инженеров и рабочих.

Однако большие затраты на изготовление решетчатой фермы вполне окупаются чрезвычайно малым весом конструкции.

В настоящее время только фирма «Мерседес-Бенц» выпускает относительно крупными сериями скоростные туристские автомобили с основанием в виде несущей решетчатой фермы (рис. 61). Несколько иначе выполнено такое основание у дорожно-гоночного автомобиля фирмы «Мазерати» (рис. 62).

На скоростном автомобиле «Ягуар» основание в виде решетчатой фермы, выполненное из высокопрочных стальных профилей, служит одновременно каркасом кузова (рис. 63). Ферма состоит из трех частей и разбирается, что позволяет удобно демонтировать радиатор и агрегаты. Применение стали вместо магниевого сплава, по утверждению фирмы, не увеличило веса основания.

Основание в виде решетчатой фермы, выполненное из фасонных стальных профилей, применил также кон-

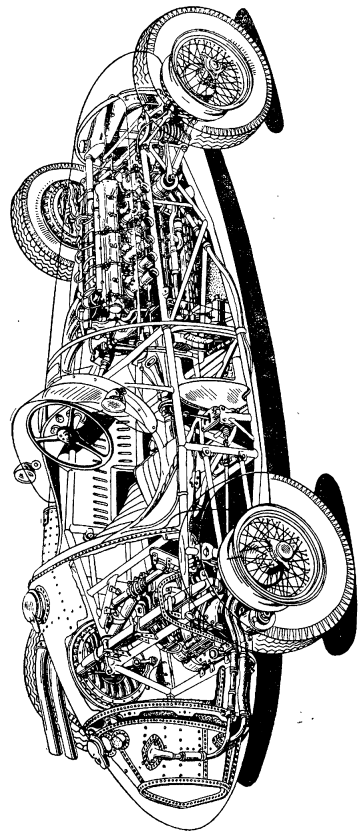


Рис. 62. Основание в виде решетчатой фермы автомобиля «Мазерати»

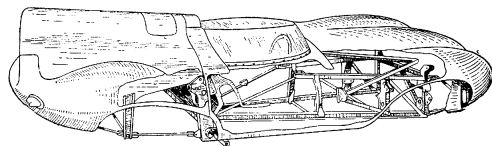


Рис. 63. Основание из стальных фасонных профилей автомобиля «Ягуар»

структор Листер на своем дорожно-гоночном автомобиле (см. рис. 19).

Подвеска автомобиля

Передняя и задняя подвески — важнейшие узлы конструкции современного высокоскоростного автомобиля. От качества подвески зависят не только плавность движения, устойчивость на дороге и управляемость, но в конечном счете и скорость автомобиля. Совершенно бесполезно работать над испытанием и доводкой двигателя и других агрегатов скоростного автомобиля, если он неустойчив или плохо управляется.

В качестве примера, иллюстрирующего влияние конструкции подвески на скорость автомобиля, может служить результат модернизации подвески скоростного автомобиля «Порше». Когда в подвеске задних колес была применена разрезная ось с низкорасположенной точкой качания рычагов, а в подвеске передних колес — установлен стабилизатор, устойчивость автомобиля на поворотах существенно повысилась. Это повысило на 18—20% предельно допустимые скорости автомобиля на поворотах (рис. 64). Одновременно увеличилась с 156 до 162 км/час и средняя скорость движения, показанная автомобилем на 24-часовых гонках в Ле-Мане.

Все без исключения скоростные автомобили выпуска последних лет имеют независимую переднюю подвеску. Наибольшее распространение получили подвески на поперечных рычагах, комбинирующихся с различными упругими элементами, чаще всего с витыми пружинами или скручивающимися штангами (торсионными).

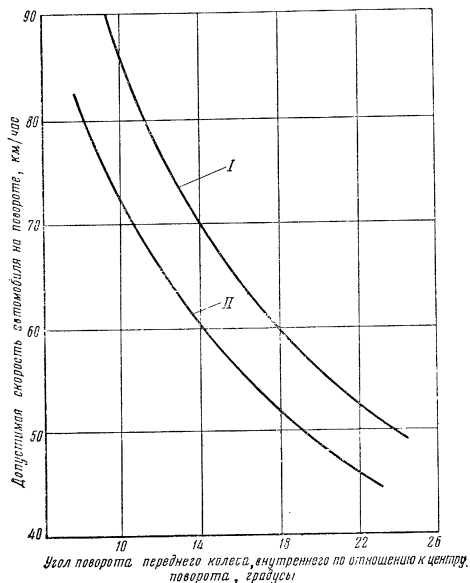


Рис. 64. Допустимая скорость на повороте автомобиля «Порше» в зависимости от угла поворота переднего колеса: I — после модернизации конструкции подвески; II — до модернизации конструкции подвески

Всякая независимая подвеска состоит из трех элементов:

1) направляющего устройства, служащего для шарнирного соединения оси колеса с основанием автомобиля и для направления перемещения колеса при деформациях упругого элемента;

2) упругого элемента, поглощающего толчки от неровностей полотна дороги и обеспечивающего постоянный контакт шины колеса с дорогой;

3) амортизирующего устройства, служащего для гашения колебательных движений колеса и деталей подвески, возникающих после динамической деформации упругого элемента.

В последнее время к числу элементов подвески стали относить также различные стабилизаторы, повышающие устойчивость автомобиля.

Конструкции независимых подвесок, применяемых на современных дорожно-гоночных и экспериментальных автомобилях, могут быть подразделены на три вида по типу направляющего устройства: а) с поперечно расположенными рычагами или с рычагами и с поперечной рессорой; б) с продольно расположенными рычагами; в) с поперечно расположенными рычагами и с продольными реактивными штангами.

Рассматривая типы упругих элементов подвески, следует отметить, что на последних моделях скоростных автомобилей применяются витые пружины, стержни, работающие на кручение (торсионы), и листовые рессоры, устанавливаемые как параллельно, так и поперек продольной оси автомобиля. Однако преимущественное распространение получили спиральные пружины.

Каждому из указанных типов направляющих устройств и упругих элементов подвески присущи свои положительные и отрицательные качества. В наибольшей мере требованию устойчивости скоростного автомобиля отвечает подвеска с продольно расположенными рычагами. Такая подвеска обеспечивает при прогибах упругого элемента постоянство ширины колеи колес, так как их перемещения происходят только в вертикальных плоскостях. Кроме того, продольное положение рычагов дает возможность путем варьирования отношения их плеч удобно подбирать силу упругого элемента, а значит его размеры и расположение. В частности оказывается возможным применять пружины малых диаметров и помещать их в специальных кожухах или в полых продольных балках рамы.

К недостаткам конструкции подвески с продольными рычагами следует отнести малую боковую жесткость и большие нагрузки на шарниры крепления рычагов к раме или к основанию автомобиля. Это затрудняет применение подвески данной конструкции на больших скоростных автомобилях.

Расположение продольных рычагов по их направлению может быть передним и задним. В первом случае ось качания рычага размещается сзади, а на свободном конце рычага, обращенном вперед, устанавливается ось колеса; во втором случае ось качания рычага разме-

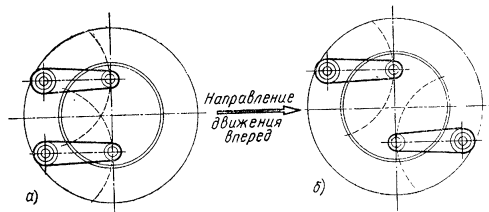


Рис. 65. Схема подвески на продольных рычагах: а — одностороннее расположение рычагов; б — встречное расположение рычагов

щается впереди оси колеса, которое крепится на свободном конце рычага, обращенном назад.

Если рычаг подвески направлен свободным концом вперед, то возникающий при торможении реактивный тормозной момент, действуя на рычаг, будет стремиться приподнять раму. При расположении рычага свободным концом назад появляющийся на рычаге реактивный тормозной момент будет опускать раму, т. е. прижимать ее к дороге. Учитывая происходящее при торможении автомобиля динамическое перераспределение его полного веса по колесам, в результате которого передние колеса нагружаются дополнительно, продольные рычаги подвески устанавливают свободными концами именно в противоположные стороны: передние вперед, задние назад.

С целью увеличения боковой жесткости и сокращения размеров рычагов, а также исключения возможного нарушения стабилизации передних колес подвески рассматриваемой конструкции выполняются с двумя рычагами для каждого колеса (рис. 65). Кроме того, у подвески с одинарными продольно расположенными рычагами значительно изменяются углы наклона вертикальной стойки или шкворня, особенно во время хода «от-

боя» упругого элемента. При встречном расположении рычагов ось верхнего рычага размещают сзади, а нижнего спереди (рис. 65), так как в противном случае при деформации упругого элемента будет появляться отрицательный наклон вертикальной стойки, что нарушит стабилизацию передних колес.

Встречное расположение рычагов применено на передней и задней подвесках дорожно-гоночного автомобиля «Гордини» типа «Большой приз». Здесь продольные

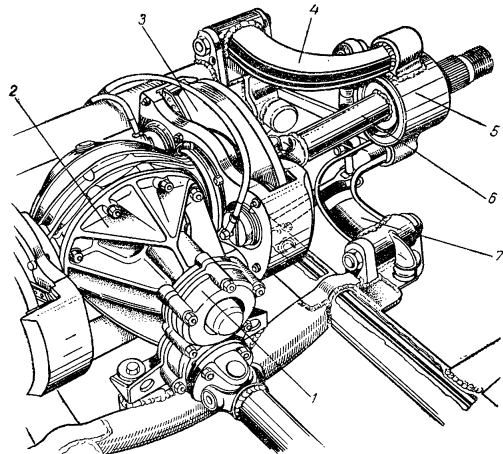


Рис. 66. Задняя подвеска автомобиля «Гордини»:

1 — дополнительный редуктор; 2 — картер главной передачи; 3 — дисковый тормоз; 4 и 7 — рычаги подвески; 5 — опора для подшипника колеса; 6 — полуось

рычаги изогнуты и при помощи пальцев установлены в кронштейнах на раме. Свободными концами рычаги передней подвески связаны через шаровые шарниры с вертикальной стойкой, а у подвески задних колес — с опорой колеса на качающейся полуоси (рис. 66). Упругим

элементом подвески служит продольно расположенный круглый стержень, соединяющийся со стойкой или с опорой колеса при помощи специального рычага и вертикального стержня. Качание рычагов подвески ограничено упорами. Передняя и задняя подвески работают совместно с гидравлическими амортизаторами рычажно-поршневого типа.

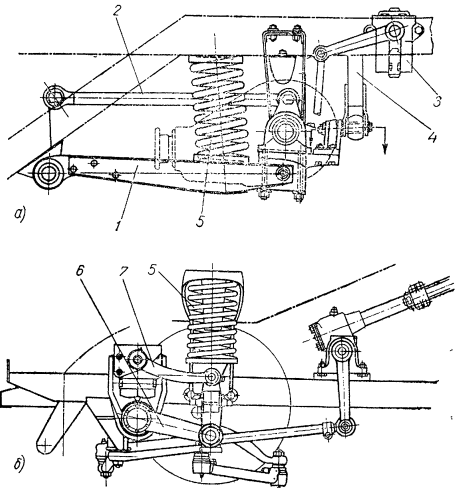


Рис. 67. Подвеска автомобиля «Эйстон-Мартин»: а — задняя подвеска; б — передняя подвеска; 1, 6 и 7 — рычаги подвески; 2 и 4 — реактивные штанги; 3 — амортизатор; 5 — упругий элемент

Подвеска с продольно расположенными рычагами применена также на скоростном автомобиле «Эйстон-Мартин» (рис. 67). Передняя подвеска этого автомобиля выполнена с двумя короткими параллельными рычагами, из которых нижние установлены на выступающих концах передней поперечины рамы, а верхние одновре-

менно служат и рычагами передних амортизаторов. Передняя поперечина рамы трубчатая, в ней размещен стабилизатор угловых перемещений кузова. Рычаги задней подвески длиннее (475 мм), оси качания их установлены в кронштейнах на лонжеронах рамы. Упругие элементы передней и задней подвесок — витые пружины. При последующей модернизации конструкции подвески пружины были заменены стержнями, работающими на кручение. Стержни располагались в трубе передней поперечины под углом друг к другу и соединялись непосредственно с нижними рычагами подвески; стабилизатор угловых перемещений кузова в этом случае жестко крепился к рычагам амортизаторов. На последующей модели автомобиля «Эйстон-Мартин» задняя ось была выполнена по типу «де-Дион», причем балка, связывающая между собой колеса, соединена с рамой штангой, выполняющей функцию стабилизатора боковых перемещений оси. Для передачи реактивных сил и моментов балка оси соединена с каждой стороны с рамой двумя рычагами, расположенными продольно один над другим. При этом нижние рычаги связаны с поперечно расположенными торсионными. Нижние рычаги подвески выполнены в виде пакета из нескольких стальных пластин толщиной 3,2 мм. Будучи весьма жесткими в вертикальной плоскости, рычаги хорошо сопротивляются действию вертикальных нагрузок. Однако при перекосах оси (подъем одного колеса) рычаги могут несколько скручиваться и работают как вспомогательные рессоры.

Независимая подвеска с поперечным расположением рычагов на современных скоростных автомобилях встречается часто, так как имеет простую конструкцию и меньшую трудоемкость изготовления. Однако эта подвеска не обеспечивает постоянства размера колеи колес при деформациях упругого элемента. Поэтому при движении автомобиля его колеса будут постоянно перемещаться по полотну дороги в поперечном направлении, ухудшая устойчивость. Оценивать качество конструкции подвески с поперечными рычагами можно по величине смещения точки контакта колеса с дорогой при полном прогибе упругого элемента. Величина этого смещения зависит от отношения длин нижнего и верхнего рычагов и расстояния между ними. При оптимальном выборе размеров рычагов смещение точки контакта может быть

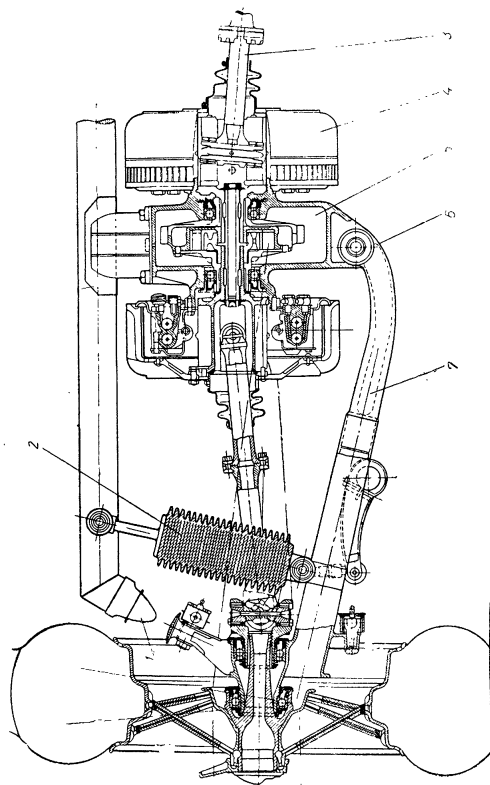


Рис. 68. Задняя подвеска с низким расположением оси качания рычагов автомобиля «Мерседес-Бенц»:

1 — ограничитель (буфер) хода «сжатия» упругого элемента; 2 — амортизатор; 3 — полость; 4 — тормозной барабан; 5 — картер главной передачи; 6 — ось качания рычагов подвески; 7 — рычаг поперечно

сведено к минимуму. Наиболее часто отношение длины нижнего рычага к верхнему составляет 2:1, однако при особо малых расчетных прогибах упругого элемента можно встретить и другие отношения. Устройство передних подвесок с поперечным расположением рычагов хорошо известно, поэтому останавливаться на их конструктивных разновидностях нет необходимости. Наиболее интересные современные образцы таких подвесок были показаны на рис. 15 и 35,а.

Независимая подвеска задних колес на скоростных автомобилях имеет меньшее распространение, так как при ней ухудшается устойчивость автомобиля на поворотах, особенно при прохождении их с большой скоростью. Ухудшение устойчивости автомобиля в этом случае происходит вследствие значительного наклона плоскости задних колес (по отношению к вертикали), способствующего образованию у них большего, чем у передних колес, угла увода (излишняя поворачиваемость). Для устранения указанного недостатка в новейших конструкциях независимой подвески задних колес применяют низкое

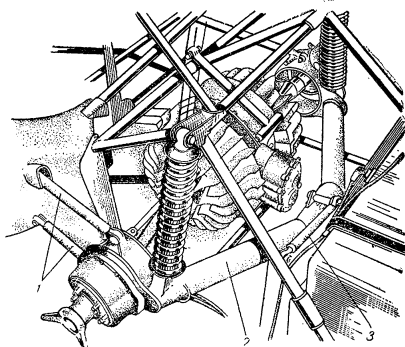


Рис. 69. Центральное крепление балки «де-Дион» к раме с помощью штанги:

1 — штанги, воспринимающие реакции продольных сил; 2 — балка оси; 3 — короткая штанга, воспринимающая реакции боковых сил

расположение оси качания рычагов. Примером такой конструкции может служить задняя подвеска скоростного автомобиля «Мерседес-Бенц» (рис. 68).

Независимые подвески задних колес обычно выполняют на двух поперечных рычагах (для каждого колеса), между которыми размещается вертикальная корбочатая стойка, служащая для установки ступицы колеса. Для восприятия и передачи на основание автомобиля реактивных сил и моментов нижний рычаг подвески делают не симметричным с передней дужкой, оттянутой вперед, иногда с дополнительным раскосом. В других случаях поперечные рычаги подвески шарнирно соединяют с рамой или основанием при помощи реактивных штанг. Пример такой конструкции подвески был приведен на рис. 18,б.

До сих пор на спортивных и многих дорожно-

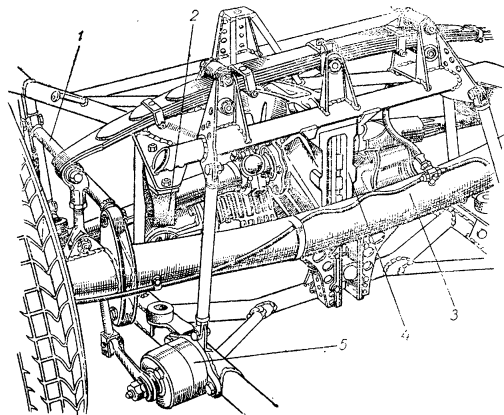


Рис. 70. Центральное крепление балки оси «де-Дион» к раме с помощью ползуна:

1 — реактивная штанга; 2 — ограничитель (буфер) хода «сжатия» рессоры; 3 — балка оси; 4 — направляющая (на картере главной передачи) для ползуна балки; 5 — амортизатор

гоночных автомобилях применяется задняя ось типа «де-Дион». Основное преимущество этой конструкции состоит в уменьшении веса неподдресоренных деталей вследствие закрепления на раме (или основании автомобиля) картера главной передачи. Кроме того, при прогибах упругого элемента сохраняется перпендикулярность плоскостей задних колес полотну дороги во время движения на поворотах, т. е. не изменяется ширина колеи и не возникает бокового проскальзывания колес по дороге. Подвеска типа «де-Дион» не является независимой, так как имеет располагаемую сзади или сверху цельную балку, жестко связывающую колеса между собой и шарнирно укрепляемую своей средней частью к раме (или основанию автомобиля).

Центральное крепление балки к раме с помощью короткой штанги показано на рис. 69. Пример фиксации балки оси с помощью ползуна, перемещающегося в направляющей на тыльной стороне картера главной передачи, показан на рис. 70. Фиксация балки оси с помощью рычажного механизма Уатта изображена на рис. 71.

В качестве упругих элементов для оси «де-Дион» ис-

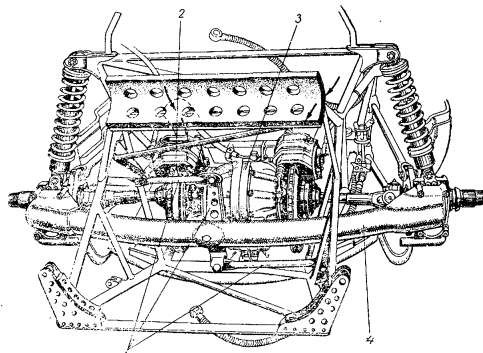


Рис. 71. Центральное крепление балки оси «де-Дион» к раме с помощью рычажного механизма Уатта:

1 — рычажный механизм Уатта; 2 — дисковый тормоз; 3 — картер главной передачи; 4 — балка оси

пользуются витые пружины, стержни, работающие на скручивание, и поперечные листовые рессоры.

Стержни, работающие на скручивание, весьма удобны с точки зрения компоновки задней оси, поскольку могут располагаться как в поперечном, так и в продольном направлениях. Перед установкой на автомобиль стержни подвергают предварительному закручиванию. Иногда подвеску снабжают специальным устройством, позволяющим изменять угол закручивания торсионов на ходу автомобиля.

Если в задней подвеске применяют поперечную рессору, то последнюю располагают большей частью сверху.

В подвесках скоростных автомобилей, как правило, применяют амортизаторы телескопического типа, устанавливаемые наклонно к продольной плоскости автомобиля. Эти амортизаторы значительно легче рычажно-поршневых и удобно монтируются внутри витых пружин подвески. На некоторых дорожно-гоночных автомобилях применяют специальные устройства, позволяющие изменять регулировку (характеристику рабочего процесса) амортизаторов на ходу автомобиля непосредственно с места гонщика. Это устройство весьма ценно, поскольку позволяет корректировать работу подвески с учетом изменения веса автомобиля в течение соревнований, что происходит вследствие уменьшения веса топлива.

Колеса и шины

На скоростных автомобилях в большинстве случаев применяют колеса с проволочными (тангентными) спицами, крепящиеся к ступице центральной гайкой. Реже применяют дисковые штампованные колеса. На некоторых скоростных автомобилях последних выпусков устанавливают колеса, литые из магниевого сплава. Диаметр обода колеса 15—16", ширина профиля шин 5,00—7,00". На задних (ведущих) колесах иногда устанавливают шины несколько большего, чем на передних, профиля. При этом шина может работать при больших нагрузках, и, кроме того, снижается скорость вращения колес, что уменьшает износ шин.

Для повышения устойчивости автомобиля беговую дорожку шин выполняют почти плоской. Рисунки протектора шин скоростных автомобилей разнообразны, од-

нако наилучшим рисунком считают сильно расчлененный.

Быстрый прогресс конструкции и большие спортивные достижения скоростных автомобилей различных типов потребовали от резиновой промышленности особого внимания к конструированию и технологии производства специальных шин.

Основные проблемы конструирования и производства шин для скоростных автомобилей состоят в повышении надежности шин при работе на больших скоростях и с большими нагрузками (особенно на поворотах) и в увеличении коэффициента сцепления шин с полотном дороги. И, конечно, прочность шин скоростного автомобиля должна быть такой, чтобы исключать случаи разрушения шины во время движения.

Результаты исследования работы шин, опубликованные в отечественной литературе, показывают, что при движении автомобиля с большой скоростью у наружной поверхности беговой дорожки шины возникает волнообразная деформация, представляющая собой колебательный процесс восстановления формы разгружающегося участка шины (рис. 72). Волны колебаний образуются на окружности шины в точке контакта ее с дорогой в момент прекращения деформации данного участка шины. Наибольшую амплитуду волна имеет сразу же по выходе данного участка шины из соприкосновения с дорогой; амплитуда колебания постепенно уменьшается по мере отдаления от точки контакта с дорогой. При скорости 300 км/час колебания охватывают большую часть окружности шины.

Как показывают эксперименты, колебания поверхности шины возникают при скорости 140—145 км/час, когда амплитуда равна 1,0—1,3 мм. Качение колеса при

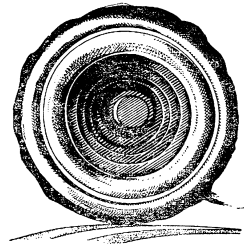


Рис. 72. Деформация беговой дорожки шины вследствие возникающих в ней колебаний при высокой скорости движения автомобиля

этом уже сопровождается повышением мощности, поглощаемой на качение шины, и ее нагревом. Дальнейшее увеличение скорости приводит к возрастанию амплитуды колебания и, возможно, к отслаиванию протектора. Наблюдения за работой шины с помощью скоростной кино съемки показали, что скорость, при которой образуются колебания, и дальнейший характер их протекания зависят от конструкции шины, материалов, из которых изготовлена шина, и ряда условий ее работы (нагрузка, пробуксовывание и др.).

В результате многочисленных испытаний шин различных типов и размеров установлено, что на повышение скорости, вызывающей колебания, и соответственно на уменьшение их амплитуды благоприятно влияют: повышение внутреннего давления, уменьшение радиальной нагрузки, уменьшение массы протектора, уменьшение ширины обода колеса и увеличение угла расположения корда по отношению к бортовому кольцу. Некоторое положительное влияние оказывает также увеличение числа слоев корда, размера профиля шины или диаметра колеса.

Повышение надежности шины является важнейшей темой исследований и проблемой, так как только при успешном ее решении гарантируется безопасность движения скоростного автомобиля. Что же касается износоустойчивости протектора, то для скоростного автомобиля это качество шины имеет лишь подчиненное значение.

Необходимость улучшения коэффициента сцепления шины с дорогой определяется большой мощностью современного двигателя, способного весьма интенсивно разогнать автомобиль. При этом возможно буксование колес. Кроме того, хорошее сцепление шины с дорогой обеспечивает автомобилю лучшую устойчивость на предельных скоростях и при энергичном торможении.

Сцепление шины с дорогой при качении шины и при ее скольжении различно. При скольжении шины коэффициент сцепления на 40—50% меньше, чем при качении.

Установлено, что улучшению сцепления колеса с дорогой, прежде всего, способствует повышение эластичности протектора. Повысить эластичность можно не только благодаря гибкости самого материала, но и путем сильного расчленения рисунка протектора, выпол-

нив его в виде множества изолированных друг от друга элементов (рис. 73). Хорошее сцепление в этом случае обеспечивается поперечными элементами рисунка, у которых при деформации шины поднимается один край, становясь как бы на ребро. Повышению сцепления шины способствуют также узкие вспомогательные прорези шириной примерно 0,5 мм, расположенные на протекторе и

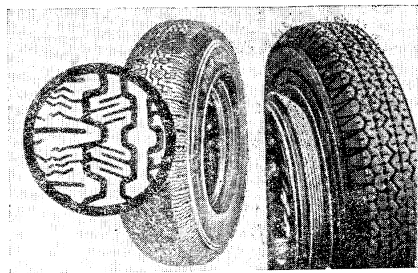


Рис. 73. Образцы рисунка протектора шин гопочных автомобилей

составляющие часть общего рисунка. Увеличение эластичности шины содействует лучшей приспособляемости ее к неровностям дороги. Вследствие этого повышается сцепление шины с полотном дороги.

ТОРМОЗА

Тормоза современных скоростных автомобилей во время состязаний по извилистым дорогам или на кольцевых коротких трассах, изобилующих поворотами, работают в весьма трудных условиях. Учитывая высокие скорости движения автомобилей последних выпусков (280—300 км/час) и сравнительно большие веса автомобилей (1000—1200 кг), а также необходимость частого и интенсивного торможения, легко заключить, что тормоза должны обладать значительной энергоемкостью при соответствующей теплоотдаче. В то же время малый диаметр колес затрудняет применение тормозных барабана-

нов достаточного размера, а широкие шины и глубокие крылья кузова (у спортивных моделей) препятствуют хорошему обдуву и охлаждению тормозов. Однако несмотря на эти трудности, быстроходность современного автомобиля не может не сочетаться с его способностью быстро останавливаться. Наличие на автомобиле надежно и эффективно действующих тормозов позволяет гонщику во время соревнований подходить к повороту с большей скоростью, что существенно повышает общую среднюю скорость движения.

Условия работы тормозов скоростного автомобиля могут иллюстрироваться такими примерами. За 24 часа непрерывной гонки на автодроме в г. Ле-Ман (Франция) наиболее быстроходные автомобили проходят 4 000 км и более со средней скоростью 180—185 км/час. За эти же 24 часа гонщик производит около 1 800 торможений, т. е. более чем одно (1,25) торможение в каждую минуту. Или еще на соревнованиях в ФРГ на Нюрбургском кольце с длиной пути одного круга 22,8 км приходится примерно 180 поворотов. При этом на некоторых поворотах необходимо снижение скорости автомобиля с 260 до 60 км/час. Естественно, что такое снижение скорости может быть получено только при наличии очень эффективных и надежных тормозов.

Эффективность и надежность действия тормозов скоростного автомобиля в основном определяется степенью охлаждения трущихся деталей тормоза и теплоустойчивостью фрикционных накладок. Поэтому конструкторы стремятся увеличивать диаметр и ширину тормозных барабанов и применяют устройства, понижающие рабочую температуру тормозов.

Температура тормозов (барабанов и фрикционных накладок) скоростного автомобиля во время соревнований у наименее совершенных конструкций тормозов и при дисковых колесах может подниматься до 350°C. При этом частое и последовательное торможение автомобиля не позволяет теплу, аккумулированному в тормозах, рассеиваться в окружающей воздух. Влияние столь высокой температуры на снижение коэффициента трения накладки и на увеличение зазора между барабаном и накладкой вследствие расширения барабана приводит к снижению эффекта торможения, а иногда и к полному прекращению действия тормоза.

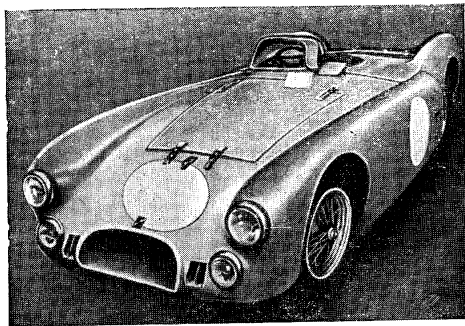


Рис. 74. Воздухоприемные отверстия в кузове автомобиля для подвода охлаждающего тормоза воздуха

Для охлаждения тормозов применяют интенсивную вентиляцию, осуществляемую путем использования напора встречного воздуха. Для этого на автомобиле прокладывают специальные каналы, подводящие воздух к колесным тормозам. Воздухоприемники располагают в передней части автомобиля (рис. 74) или около лобового стекла, т. е. в зонах повышенного давления.

Достаточно эффективное охлаждение тормоза дает устройство радиальных лопаток на тормозном барабане

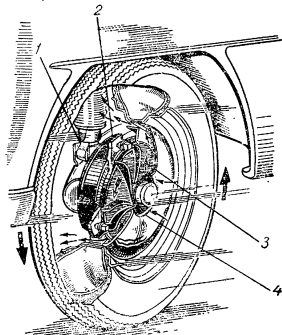


Рис. 75. Вентилируемый тормозной барабан:
1 — тормозная колодка; 2 — диск колеса; 3 — лопатка тормозного барабана; 4 — отверстие в колпаке колеса для входа воздуха

(рис. 75). При вращении колеса воздух направляется лопатками во внутреннюю полость барабана, а выходит через кольцевую щель между барабаном и опорным диском.

Иногда для улучшения отвода тепла от тормозов применяют барабаны с алюминиевыми ребрами, увеличивающими поверхность охлаждения и усиливающими циркуляцию воздуха около тормоза. Оребрение барабанов можно сочетать с устройством дополнительной вентиляции от напора встречного воздуха. Такое вентиляционное устройство было применено на автомобиле ЕМВ (см. рис. 23).

Конструкторы фирмы «Мерседес-Бенц», применяя на скоростных автомобилях эффективные барабанные тормоза большого диаметра, устанавливали их отдельно от передних колес в середине передней части автомобиля,

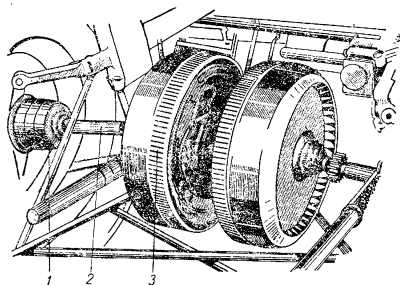


Рис. 76. Тормозные барабаны, вынесенные за пределы передних колес:
1 — карданный шарнир; 2 — короткий вал, соединяющий колесо с тормозным барабаном; 3 — тормозной барабан

снабжая их приводом от колес короткими карданными валами (рис. 76). Такое решение удачно сочетает хорошее охлаждение тормозов и уменьшение веса неподдресоренных деталей передней подвески.

Для управления тормозами в большинстве случаев применяется гидравлический привод. При этом для по-

вышения надежности система привода снабжается двумя главными цилиндрами, управляющими отдельно тормозами передних и задних колес.

Известно, что тепло внутренней полости тормоза, передаваясь рабочему цилиндру гидравлического привода, приводит к образованию внутри цилиндра и в трубопроводах паровых «пробок» от испарения рабочей жидкости. Для исключения этого нежелательного явления («провалы» педали) американская фирма «Локхилд» разработала конструкцию тормоза с рабочим цилиндром, расположенным снаружи опорного диска. Единственный поршень этого хорошо охлаждаемого рабочего цилиндра раздвигает колодки при помощи клиновидного кулачка.

Тормозные барабаны скоростных автомобилей изготавливают из стали и чугуна. Барабаны, кованные из стали с высоким содержанием углерода (0,6—0,65%) с добавлением марганца, никеля и хрома, удовлетворительно противостоят образованию царапин и имеют высокое сопротивление на разрыв. Барабаны, литые из хромоникелевого чугуна, не так прочны, как кованные из стали. Однако они меньше деформируются при нагреве и лучше противостоят износу и образованию царапин, особенно при использовании накладок с металлической основой.

Чтобы сочетать сопротивляемость деформациям при нагреве и возможно малый вес, барабаны иногда изготавливают массивными, но из легких сплавов, с рабочей поверхностью, выполненной из чугунных или стальных цилиндрических колес.

Материалом для фрикционных накладок до сих пор служит асбест. Это объясняется его теплоустойкостью и хорошими фрикционными свойствами. Связующей средой при асбестовой ткани служат асфальтовые и каучуковые массы или синтетические смолы.

У накладок, изготовленных на асфальтовых массах, с повышением нагрева коэффициент трения вначале резко увеличивается, а затем при температуре 200° С и выше падает. При этом возможно прилипание накладки к барабану, т. е. «прихватывание» тормоза.

Накладки, изготовленные на каучуковой массе, недостаточно прочны и не выдерживают резких торможений. Кроме того, коэффициент трения этих накладок сильно снижается при попадании воды в тормоз.

Накладки, изготовленные из синтетических смол, обладают достаточно высоким коэффициентом трения (от 0,35 до 0,50) и теплоустойчивостью при нагреве до температуры 160° С. Имея хорошие связующие свойства, синтетические смолы допускают применение для накладок асбеста в слоистом состоянии.

Переходя к рассмотрению тормозов скоростных автомобилей, проанализируем конструкции дисковых тормозов, получивших в последние годы большое распространение, а также и конструкции барабанных тормозов с двумя ведущими и двумя ведомыми колодками.

По сравнению с барабанными дисковые тормоза имеют следующие преимущества: большую жесткость вращающейся части в направлении действия тормозного усилия; хорошее охлаждение вращающейся части; возможность увеличения рабочей поверхности (примерно на 30%).

Отсутствие деформации диска при торможении позволяет усилить контакт между диском и колодками весьма малые зазоры, а значит увеличить передаточное число механизма привода и тем повысить тормозное усилие.

К числу недостатков конструкции дискового тормоза относится: плохая защита тормоза от грязи и воды; трудность использования эффекта самозатормаживания.

Следует отметить, что последний недостаток дискового тормоза решающего значения для скоростных автомобилей не имеет, хотя несколько конструк-

ций дисковых тормозов с сервоуправлением уже разработаны.

Наиболее популярна конструкция дискового тормоза английской фирмы «Денлоп», изготовляемого по лицензии «Гирлинг» (рис. 77).

Чугунный диск (толщиной около 20 мм), связанный со ступицей колеса, вращается между фрикционными накладками, размещенными в массивной скобе. Прижатие фрикционных накладок к диску осуществляется с двух сторон при помощи поршней рабочих цилиндров гидравлического привода обычной конструкции.

Имеются конструкции тормозов, где литой диск двойной, т. е. представляет собой два диска, соединенные между собой сильными перегородками. Образованные внутри диска пустоты уменьшают его вес и улучшают охлаждение (перегородки одновременно выполняют роль лопаток вентилятора).

С 1958 г. дисковые тормоза применяются на автомобилях «Ягуар», «Эйстон-Мартин», «Лотус», «Порше», «Феррари» и ряде других.

Обычные тормоза с барабанами и несколькими внутренними колодками различаются в отношении принципа действия колодок на тормоза с самозатормаживанием и без него. В первом случае колодка, установленная одним своим концом на неподвижной опоре, при торможении поворачивается вокруг точки опоры в том же направлении, что и барабан. Входя в соприкосновение с барабаном, колодка силой трения стремится дополнительно прижаться к нему. Это явление называется эффектом самозатормаживания. Если при торможении колодка поворачивается на своей опоре в сторону, противоположную вращению барабана, то сила трения отжимает ее от барабана и эффект самозатормаживания не возникает.

Такое же различие в силах, прижимающих две симметрично установленные колодки, будет наблюдаться и при изменении направления вращения барабана.

По английской терминологии колодки, работающие с использованием эффекта самозатормаживания, называют ведущими. Соответственно колодки, работающие без упомянутого эффекта, называют ведомыми.

В конструкции обычного тормоза с двумя колодками,

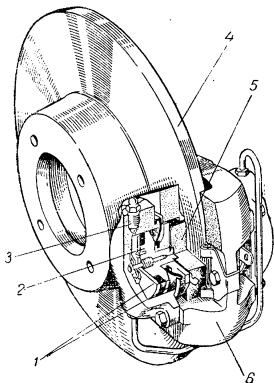


Рис. 77. Дисковый тормоз фирмы «Денлоп»:

1 — уплотнительная манжета; 2 — поршень; 3 — клапан для удаления воздуха; 4 — диск; 5 — фрикционная накладка тормозного башмака; 6 — корпус для размещения рабочих цилиндров и тормозных башмаков

установленными нижними концами на неподвижных опорах, одна колодка (передняя) работает с самозатормаживанием, а другая без самозатормаживания. Общий тормозной момент такого тормоза невелик, однако его величина остается одинаковой как при переднем, так и при заднем ходе автомобиля.

С целью усиления тормозного эффекта задней колодки иногда применяют двухступенчатый рабочий цилиндр. Часть этого цилиндра, поршень которой действует на заднюю колодку, делают большего диаметра. Другим способом получения одинакового действия может быть применение для каждой колодки отдельного рабочего цилиндра. Это позволяет сделать все колодки ведущими или, наоборот, ведомыми, в зависимости от мест установки опор колодок и рабочего цилиндра. Кроме того, работа колодок зависит и от конструкции цилиндра, который может быть одностороннего или двустороннего действия.

Барабанные тормоза рассматриваемых типов схематично показаны на рис. 78. У тормоза с цилиндрами одностороннего действия при вращении барабана в направлении, указанном стрелкой, обе колодки работают как ведущие, при противоположном вращении — как ведомые. У тормоза с цилиндрами двустороннего действия колодки при любом направлении вращения барабана работают как ведущие. Тормозной момент этого тормоза увеличивается примерно в полтора раза по сравнению с обычным тормозом, имеющим один цилиндр и две

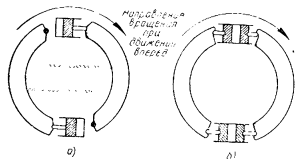


Рис. 78. Схема барабанного двухколодочного тормоза:

а — с рабочими цилиндрами одностороннего действия; б — с рабочими цилиндрами двустороннего действия

колодки, установленные на жестких опорах.

Важно отметить, что при нагревании тормоза, имеющего обе колодки ведущими, происходит несколько большее уменьшение тормозного момента, чем у обычного тормоза. В данном случае, снижение эффективности действия тормозов происходит не только вследствие

падения коэффициента трения, но и за счет ослабления эффекта самозатормаживания. Чрезмерно большая зависимость эффективности тормозов со всеми ведущими колодками от температуры нагрева создает неудобства в управлении автомобилем, обвязывая гонщика каждый раз приспосабливаться к состоянию тормозов. Поэтому на скоростных автомобилях наибольшее распространение получили конструкции тормозов с двумя ведомыми колодками, управляемые двумя цилиндрами одностороннего действия.

На рис. 79 приведен график зависимости эффективности торможения от величины коэффициента трения для различных тормозов, полученной К. Кемпбеллом экспе-

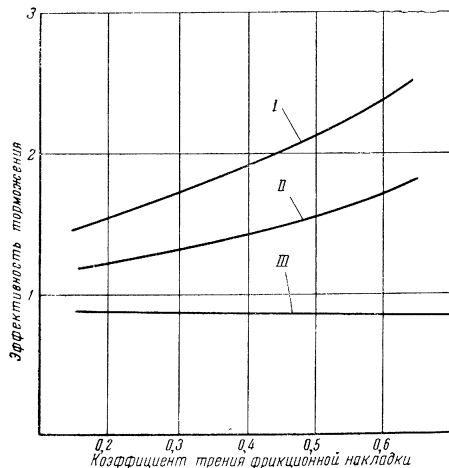


Рис. 79. Зависимость эффективности торможения от коэффициента трения фрикционных накладок:

I — две колодки с самозатормаживанием; II — две колодки, из которых одна с самозатормаживанием; III — две колодки — обе без самозатормаживания

риментальным путем. Под эффективностью торможения здесь условно принято отношение тормозного усилия, получаемого на обод барабана, к усилию, прижимающему колодку к барабану.

Необходимое для тормозов без самозатормаживания увеличение усилия прижатия колодок обеспечивают выбором большего передаточного числа в приводе от педали к колодке. Для этой же цели иногда устанавливают в механизме привода усилитель вакуумного или гидравлического действия. Усилитель последнего типа применяется на скоростных автомобилях фирмы «Мерседес-Бенц».

Гидравлический усилитель в приводе тормозов имеет непрерывно действующий насос, подающий жидкость в вспомогательный кольцевой трубопровод. При торможении циркуляция жидкости в кольцевом трубопроводе прерывается действием соответствующего клапана и жидкость поступает в трубопроводы основной системы. При растормаживании клапан вновь замыкает

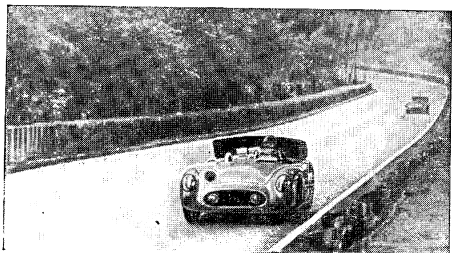


Рис. 80. Воздушный тормоз автомобиля «Мерседес-Бенц»

кольцевой трубопровод и давление на поршни рабочих цилиндров у тормозов прекращается.

В заключение следует упомянуть о воздушном тормозе, применявшемся на скоростном автомобиле «Мерседес-Бенц» (рис. 80). Тормоз представляет собой щит площадью $0,7 \text{ м}^2$, расположенный на верхней панели кузова

за местом гонщика. Привод тормоза гидравлический, с плунжерным насосом. Управление тормозом осуществляется от руки рычагом, расположенным на панели приборов: при нажатии на рычаг тормозной щит открывается навстречу движению автомобиля. Действие тормоза на высоких скоростях (свыше 150 км/час), по утверждению фирмы, весьма эффективно.

Применение воздушного тормоза при торможении с высоких начальных скоростей снимает часть нагрузки с колесных тормозов, чем способствует снижению их рабочей температуры.

По расчету специалистов фирмы, усилие от воздушного тормоза зависит от скорости движения автомобиля в начале торможения и составляет 11—60% от усилия колесных тормозов. При полностью поднятом щите тормозное усилие равно (абсолютное значение и процент усилия колесных тормозов):

при скорости	300 км/час	485 кг — 60%
»	» 250 »	335 » — 42%
»	» 200 »	215 » — 24%
»	» 150 »	121 » — 11%

Благодаря тому что воздушный тормоз расположен на кузове в промежутке между передней и задней осями, его действие увеличивает нагрузку на заднюю ось. Это повышает сцепной вес автомобиля и тем повышает эффективность действия тормозов задних колес.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение	3
Скоростные автомобили и их значение	6
Типы скоростных автомобилей и их классификация	8
Классификация скоростных автомобилей	8
Конструкции скоростных автомобилей различных типов и классов	11
<i>Сверхскоростные и рекордные автомобили</i>	<i>12</i>
<i>Дорожно-гоночные автомобили</i>	<i>27</i>
<i>Спортивные экспериментальные автомобили (про-</i> <i>тогипы)</i>	<i>52</i>
<i>Туристские автомобили</i>	<i>54</i>
Конструктивные особенности скоростных автомобилей	78
Общие требования к скоростным автомобилям	78
Двигатель	85
Механизмы и агрегаты силовой передачи	132
Механизмы ходовой части шасси	151
Тормоза	173

СКОРОСТНЫЕ АВТОМОБИЛИ

Редакторы *Ю. А. Хальфан* и *А. И. Григорьева*

Художественный редактор *Г. Л. Ушаков*

Технический редактор *М. Э. Соркин*

Корректор *В. Н. Лапидус*

Г-10719 Подписано к печати 2.06.64 Изд. № 1/2631
Бумага 84×108¹/₃₂ 5,75 физ. п. л. 9,430 усл. п. л. Уч.-изд. л.=9,165
Тем. пл. 1964 г. п. 27 Цена 28 коп. Тираж 14.000 экз.
Издательство ДОСААФ, Москва, Б-66, Ново-Рязанская ул., 26

Типография издательства ДОСААФ. Зак. 602