

За счет чего повышается мощность

При создании двигателей для современных автомобилей массового производства основное внимание обращают на экономичность, снижение выброса токсичных веществ, обеспечение высоких динамических качеств автомобиля. Однако в ряде случаев может возникнуть необходимость или желание самостоятельно улучшить динамику автомобиля, например при подготовке к соревнованиям, для эксплуатации в сложных условиях (горные или проселочные дороги, движение с прицепом и др.). Разумеется, из общего числа автомобилистов тех, кто возьмется за подобную переделку, будет совсем немного. Гораздо большее число автолюбителей просто заинтересует, за счет чего достигают увеличения мощности двигателя. Предлагаемый материал рассчитан и на тех, и на других. Вместе с тем, совершенно ясно, что далеко не все из изложенного ниже возможно для самостоятельного выполнения, а определение тех или иных параметров с помощью стендов и приборов, используемых на полигоне, вообще недоступно. Тем не менее, знать об этом полезно, как и о многом другом, что расширяет наши представления об автомобиле.

К важнейшим факторам, характеризующим динамику автомобиля, относят: время разгона с места с переключением передач до заданной скорости (обычно до 100 км/ч), время прохождения 1 км при разгоне с места, а также максимальная скорость движения. Для оценки этих показателей в заводских условиях служит участок так называемой динамометрической дороги. Замеры ведут в двух противоположных направлениях, что позволяет исключить влияние ветра.

Названные динамические показатели в основном зависят от мощностных характеристик двигателя, момента инерции вращающихся частей двигателя и трансмиссии, передаточных чисел главной передачи и коробки передач, радиуса качения колеса, обтекаемости автомобиля, его массы и ряда других факторов.

Мощностные показатели двигателя на заводах определяют как на установившихся режимах, так и во время разгонов при различных ускорениях частоты вращения коленчатого вала. В первом случае их оценивают прежде всего по внешней скоростной характеристике двигателя (при полном открытии дроссельной заслонки), определяемой на специальном моторном или динамометрическом стенде. В качестве оценочных параметров обычно рассматривают три точки: значение крутящего момента при минимальной устойчивой частоте вращения вала двигателя, значения максимального крутящего момента и максимальной мощности при соответствующих частотах вращения коленчатого вала.

Каковы же основные пути повышения мощностных показателей двигателя? Это улучшение наполнения цилиндров, увеличение их рабочего объема, повышение степени сжатия, уменьшение внутренних потерь, оптимизация состава горючей смеси и углов опережения зажигания при различных режимах работы двигателя.

Рассмотрим более подробно влияние различных факторов на мощностные показатели двигателя и форму кривой крутящего момента.

Улучшение наполнения цилиндров можно достичь снижением сопротивлений во впускной и выпускной системах, оптимизацией фаз газораспределения, выбором определенным образом настроенных систем газообмена.

Начнем с причин повышенных сопротивлений во впускной и выпускной системах. Таких причин много. Это наличие уступов в местах соединения трубопроводов с головкой блока цилиндров, с карбюратором и приемной трубой. Это дефекты отливки каналов, выступающие части бобышек направляющих втулок клапанов, шероховатости на внутренних поверхностях каналов. Это наличие смолистых отложений на клапанах и в трубопроводах и другие причины.

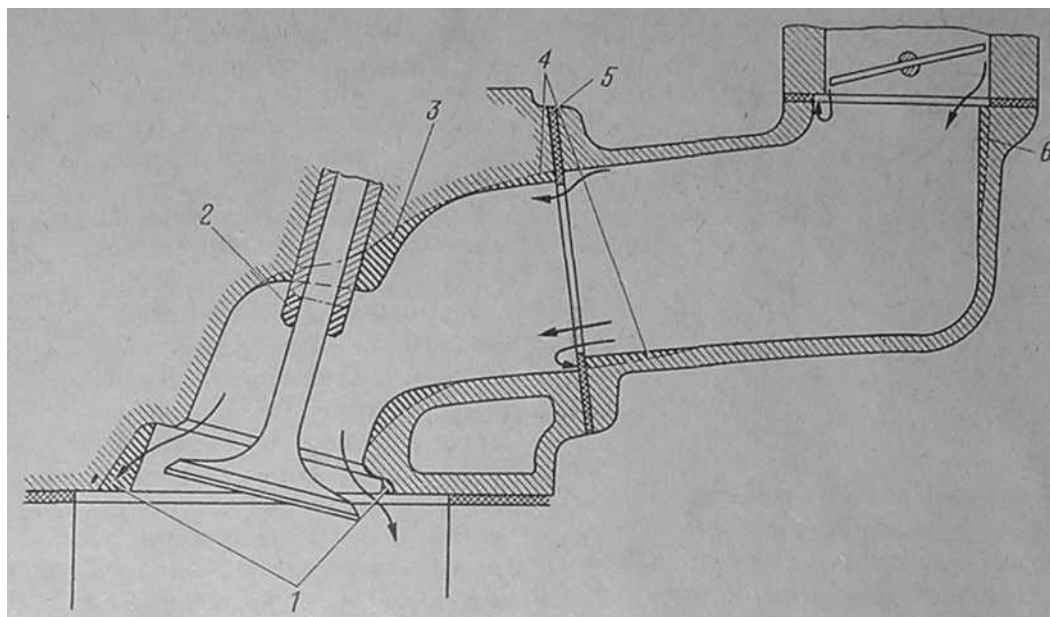


Рис. 1. Схема обработки впускного канала и камеры сгорания: 1 – обработка камеры сгорания; 2 – уменьшение выступающей части направляющей втулки клапана; 3 – обработка средней части впускного канала; 4 – обработка несовпадающих частей впускного канала в месте соединения впускного трубопровода и головки блока цилиндров; 5 – прокладка; 6 – обработка впускного канала под карбюратором.

На рис. 1 показаны различные дефекты каналов, вызывающие увеличение аэродинамического сопротивления. Из этого рисунка должны быть понятны и способы снижения этого сопротивления.

Наличие уступов может быть определено с помощью разметочной прокладки, выполненной из тонкого картона с точно вырубленными отверстиями под шпильки. Приложив прокладку к одной из сопрягаемых деталей (например, к головке блока цилиндров), делают на ней отпечаток впускных и выпускных каналов, а затем вырезают по контуру отверстия. После чего, приложив прокладку к другой сопрягаемой детали (к впускному или выпускному трубопроводу), очерчивают контур канала для обработки. Если прокладка перекрывает канал, то в этом месте делают вырез и вновь устанавливают прокладку на первую сопрягаемую деталь (на головку блока), на которой очерчивают контур канала. Затем производят доработку, как показано на рис. 1. В случае необходимости и уплотняющую прокладку обрабатывают таким образом, чтобы она не перекрывала канал.

Аналогичную операцию выполняют при установке карбюратора на впускной трубопровод и в месте крепления приемной трубы к выпускному трубопроводу. Обычно все это делают при подготовке двигателя к спортивным соревнованиям. Но и многие автолюбители, предъявляющие повышенные требования к динамике своих машин, могут прибегнуть к такой доводке двигателя.

Наполнение может быть улучшено также путем обработки впускных и выпускных каналов, что дает возможность увеличить их проходные сечения, спрямить каналы, удалить некоторые выступающие части и отполировать их поверхности. При этом всегда надо помнить о необходимости обеспечить гарантированную толщину стенок между каналом и рубашкой жидкостного охлаждения.

В ряде случаев для улучшения наполнения цилиндров частично срезают бобышки направляющих втулок клапанов, а также укорачивают выступающие части самих втулок. Следует, однако, иметь в виду, что уменьшение длины втулок приводит к повышенному износу их внутренней поверхности. Небезразлично это и для выпускных клапанов,

температура которых возрастает из-за уменьшения поверхности теплоотвода при одновременном увеличении поверхности, омываемой отработавшими газами.

Один из эффективных способов улучшения наполнения — доводка камеры сгорания и снижение сопротивлений на входе потока горючей смеси в цилиндр и выходе из него отработавших газов в выпускной трубопровод.

Как показали испытания на специальной вакуумной установке, увеличение зазора между тарелкой клапана и стенкой камеры сгорания на 2...3 мм путем ее обработки (рис. 2) обеспечивает снижение сопротивления до 6 %. Коэффициент наполнения за счет этого увеличивается на 2...3 % при высокой частоте вращения коленчатого вала.

Широкое применение на высокооборотных двигателях (например, на УЗАМ-412 для автомобилей «Москвич-412» и «2140») нашли полусферические камеры сгорания с двухрядным расположением клапанов. Повышение мощностных показателей происходит в этом случае благодаря тому, что появляется возможность поместить свечу достаточно близко к центру камеры, тем самым, улучшив протекание процесса сгорания. На входе в камеру сопротивление уменьшается, так как между ее стенками и тарелкой клапана зазор в этом случае намного больше, чем в двигателях с параллельным расположением клапанов.

Подвод горючей смеси и отвод отработавших газов с разных сторон головки блока цилиндров также дает выигрыш: позволяет расширить каналы и исключить излишний подогрев смеси во впускных каналах. Наряду с этим имеется возможность существенно увеличить проходные сечения клапанов за счет их наклонного расположения.

Сравнительные испытания на моторном стенде двигателей с рабочим объемом цилиндров 1,45 л показали, что применение полусферической камеры вместо клиновой, позволившее увеличить на 10 % проходные сечения клапанов, дает возрастание максимальной мощности почти на 27 %.

Выбор фаз газораспределения в сочетании с размерами впускного и выпускного трактов определяет характер кривой наполнения, а следовательно, и мощностные показатели двигателя.

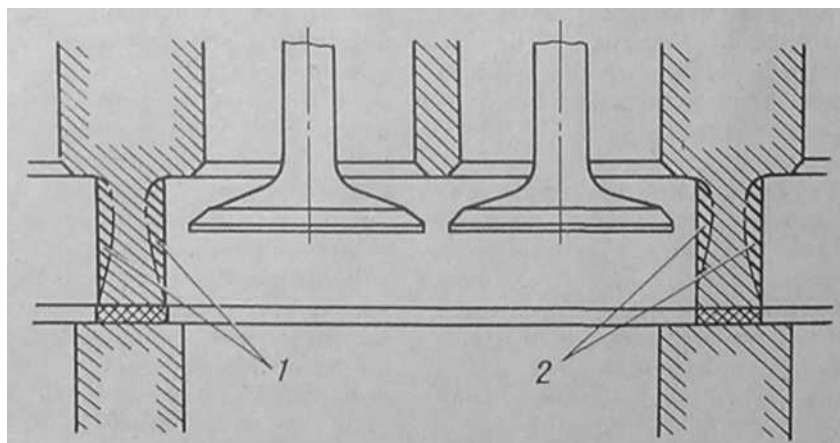


Рис. 2. Обработка головки блока (размер камеры сгорания по плоскости осей клапанов):

1 — со стороны впускных клапанов; 2 — со стороны выпускных клапанов

В качестве примера рассмотрим диаграмму подъема клапанов серийного и форсированного двигателя ВАЗ (рис. 3). Зона А — опережение открытия выпускного клапана. Увеличение этой зоны при низкой частоте вращения коленчатого вала приводит к снижению мощностных показателей вследствие слишком раннего падения давления в цилиндре, задолго до НМТ. Однако при высокой частоте вращения это целесообразно в связи с уменьшением сопротивления выхлопу в начале движения поршня от НМТ к ВМТ,

т. е. в такте выпуска. Аналогичным образом воздействует и перекрытие клапанов (зона Б). Основное же влияние на коэффициент наполнения оказывает зона В (запаздывание закрытия впускного клапана). Увеличение ее приводит к повышенному обратному выбросу рабочей смеси из цилиндра во впускной трубопровод при низкой частоте вращения коленчатого вала. Зато при средней и высокой частоте происходит дозарядка цилиндра за счет инерционных сил потока смеси, несмотря на то, что поршень уже начал двигаться вверх из положения НМТ. При правильном выборе размеров впускной и выпускной систем и фаз газораспределения можно получить коэффициент наполнения η_v более 1,0 за счет так называемого газодинамического наддува.

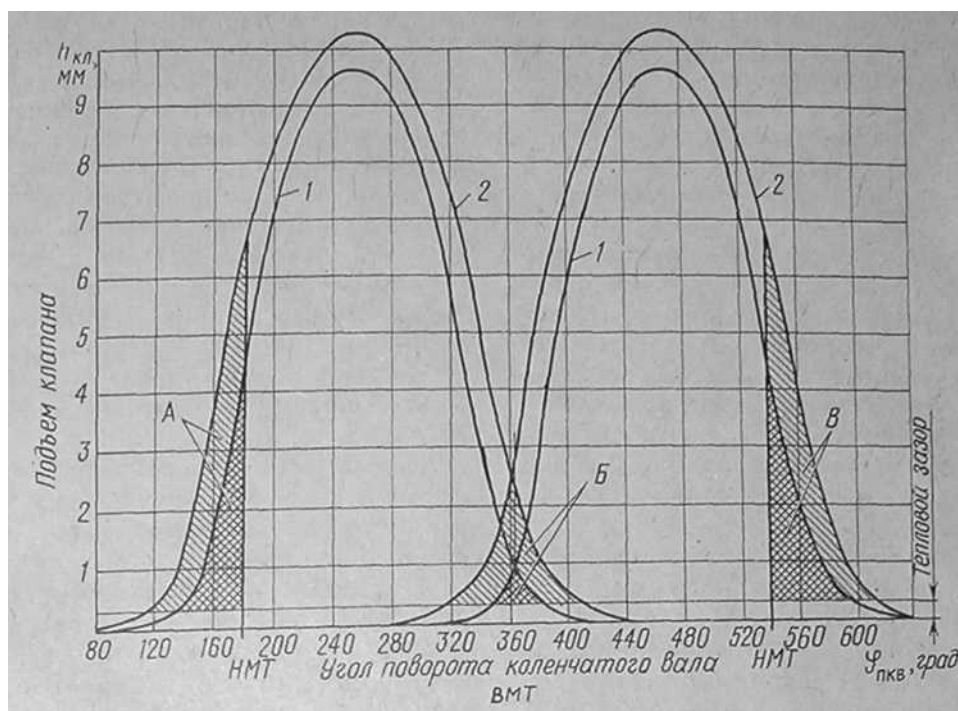


Рис. 3. Диаграмма подъема клапанов двигателя ВАЗ:

1 — серийного; 2 — форсированного; А — зона предварения открытия выпускного клапана; Б — перекрытие клапанов; В — зона запаздывания закрытия впускного клапана.

Как видно из графиков (рис. 4), расширение фаз газораспределения и увеличение высоты подъема клапана обеспечивает повышение наполнения цилиндров двигателя на 14 % при частоте вращения коленчатого вала 6000 об/мин. При этом в двигателе ВАЗ-2106, форсированном для спортивных соревнований, максимальная мощность увеличилась со 109 л. с. (80 Н • м) при 6000 об/мин до 135,5 л. с. (100 Н • м) при 6350 об/мин (на 24 %). В то же время при низкой частоте вращения вследствие обратного выброса смеси наполнение цилиндров двигателя и соответственно мощностные показатели снижаются.

Следует иметь в виду, что изменение фаз газораспределения путем смещения распределительного вала относительно коленчатого на один или два зуба в любую сторону, как правило, дает отрицательный эффект.

Максимальная высота и скорость подъема клапана ограничиваются инерционными усилиями, возникающими в деталях его привода. В начальной и конечной зонах хода клапана положительные ускорения увеличивают нагрузки на детали привода и удельные давления рычага клапана на кулачок, что приводит к возникновению колебаний и повышенному износу пары «кулачок — рычаг клапана».

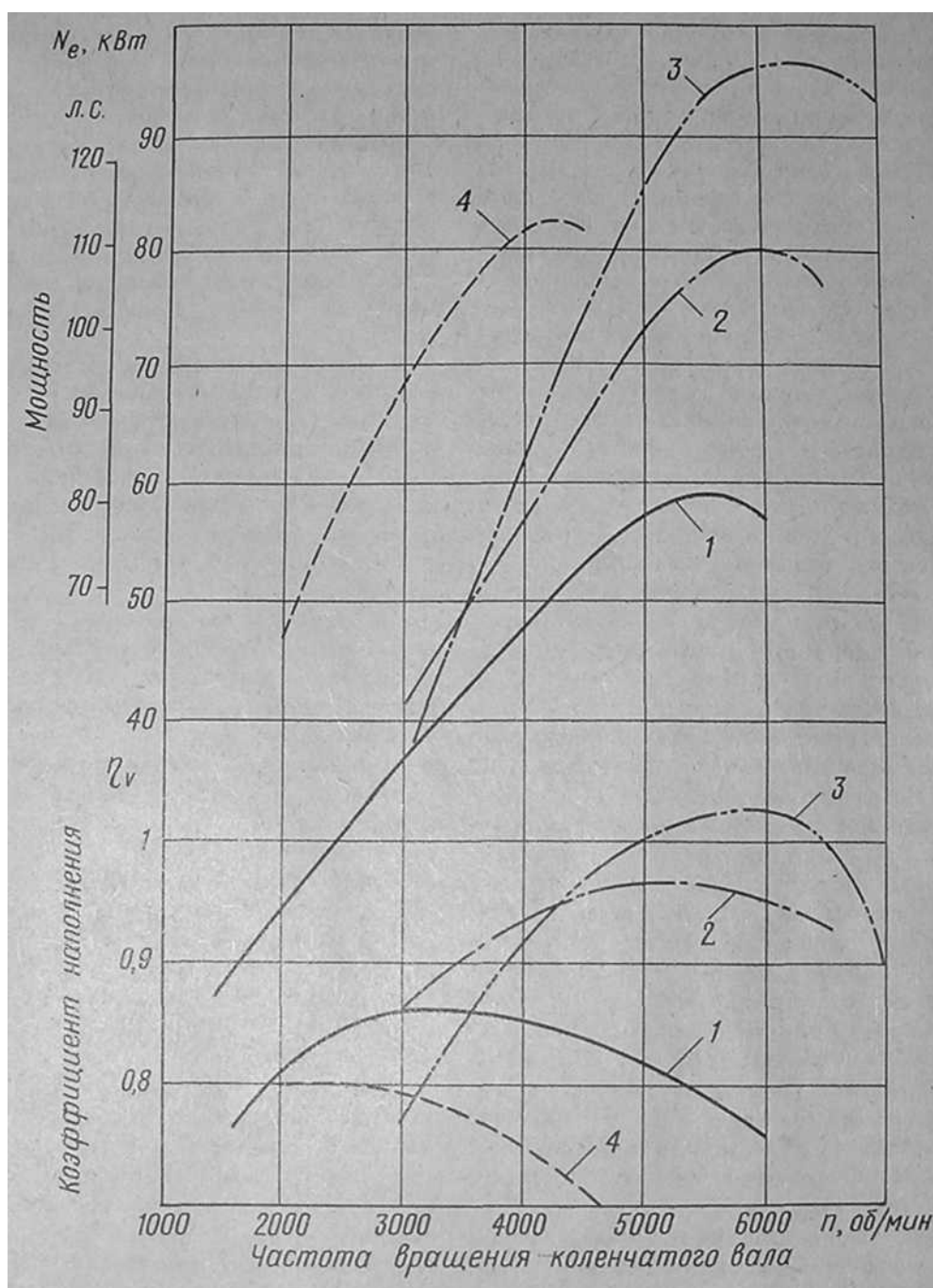


Рис. 4. Внешние скоростные характеристики форсированных двигателей ВАЗ-2106 и ЗМЗ-24:

Двигатель ВАЗ $iV_h = 1,6$ л:

1 — исходный вариант; 2 — увеличена степень сжатия до 11,8; увеличены проходные сечения впускных и выпускных каналов, установлены два двухкамерных горизонтальных карбюратора; 3 — то же, что и по п. 2, плюс распределительный вал с измененными кулачками; 4 — двигатель ЗМЗ-24.

В средней зоне хода клапана направление его движения меняется на обратное, при этом появляется отрицательное ускорение и клапан может «оторваться» от кулачка (в результате между кулачком и рычагом клапана появится неконтролируемый зазор). Чтобы не допустить этого, требуется увеличить усилие пружины или уменьшить массу движущихся деталей привода клапана. Максимальную высоту подъема клапана специалисты определяют по данным продувки впускной и выпускной систем на ваку-

умной установке. При этом исходят из того, чтобы проходное сечение клапана не лимитировало расход воздуха. Высокая частота вращения вала двигателя сопровождается колебательными явлениями в деталях привода, в тарелке клапана и в пружинах, а также возрастанием сил инерции, которые могут превысить усилие пружин. А это приводит к отрыву клапана от деталей привода и его дополнительному приоткрыванию после посадки на седло, что влечет за собой резкое снижение наполнения цилиндров и возможную поломку одной из деталей (рычага, привода, пружины). При высокой частоте вращения из-за нарушения нормальной работы механизма газораспределения не исключен удар тарелки клапана о днище поршня, что сопровождается его поломкой и выходом двигателя из строя.

Стремление обеспечить высокую надежность работы высокооборотного двигателя путем уменьшения массы движущихся деталей и увеличения жесткости привода определило все более широкое распространение конструкций с четырьмя клапанами в одном цилиндре, приводимыми от двух распределительных валов через цилиндрические толкатели.

Чтобы не допустить резонансных колебаний клапанных пружин в диапазоне рабочих режимов двигателя, их делают с переменным шагом. Хороший эффект достигается применением внутренней пружины, навитой из плоской ленты. Наружный ее диаметр выбирают таким образом, чтобы внутренняя пружина вставлялась в наружную с небольшим натягом. Возникающее трение между пружинами обеспечивает гашение колебаний.

Один из распространенных способов повышения мощности двигателя — снижение сопротивлений на впуске путем подбора проходных сечений карбюратора. Увеличение проходных сечений диффузоров и смесительных камер обычно влечет за собой снижение мощностных показателей при низкой частоте вращения коленчатого вала (вследствие обратного выброса рабочей смеси и нарушения смесеобразования) и их повышение — при высокой. С увеличением рабочего объема цилиндров, возрастанием частоты вращения коленчатого вала за счет уменьшения сопротивлений системы газообмена и других факторов требуется, как правило, увеличивать и проходные сечения воздушного тракта карбюратора, уточнять размеры его дозирующих элементов. Однако за счет увеличения проходных сечений диффузоров максимальную мощность двигателя можно повысить лишь на 2...5 %.

Наибольший эффект достигается при замене одного карбюратора с падающим потоком двумя двухкамерными карбюраторами с горизонтальным или наклонным потоком смеси. При этом каждый цилиндр питается от одной камеры карбюратора.

Таким образом, в процессе доводки двигателя удастся не только уменьшить сопротивления на впуске путем спрямления впускного канала, но и, выбрав размеры каналов и фазы газораспределения, создать настроенную систему впуска, обеспечивающую на отдельных режимах увеличение коэффициента наполнения свыше 1,0 за счет дополнительного поступления в цилиндр рабочей смеси в начале хода сжатия (газодинамический наддув).

Без изменения фаз газораспределения установка двух горизонтальных карбюраторов приводит к увеличению мощностных показателей двигателя на 10...12 % во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала. При этом иногда сталкиваются с явлениями резонанса поплавкового механизма карбюратора, что вызывает перелив топлива. Чтобы избежать этого, между головкой блока цилиндров двигателя и карбюраторами ставят гофрированную проставку из бензостойкой резины.

Наиболее эффективный способ повышения мощностных показателей — увеличение рабочего объема цилиндров. Но при этом приходится решать ряд проблем, связанных с обеспечением необходимого запаса прочности основных деталей кривошипно-шатунного механизма блока цилиндров и деталей трансмиссии.

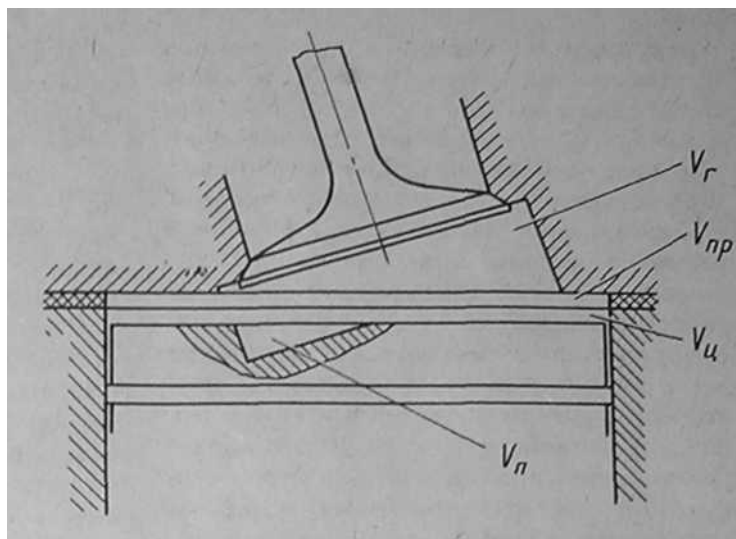


Рис. 5. Объемы элементов камеры сгорания:

V_r — в головке цилиндров; $V_{пр}$ — в прокладке; $V_{ц}$ — в цилиндре; $V_{п}$ — в днище поршня (выемка со знаком «+», выступающая часть со знаком «—»).

При изменении рабочего объема цилиндров V_h двигателя требуется выбрать объемы элементов камеры сгорания (рис. 5) из соотношения

$$V_r + V_{пр} + V_{ц} + V_{п} = V_h (\varepsilon - 1).$$

При низкой и средней частоте вращения коленчатого вала двигателя крутящий момент повышается примерно пропорционально увеличению рабочего объема цилиндров. При высокой частоте вращения существенно возрастает скорость топливовоздушной смеси во впускной и выпускной системах двигателя, что уменьшает наполнение цилиндров, а следовательно, и литровую мощность (максимальная мощность двигателя, деленная на рабочий объем цилиндров). Однако при увеличении рабочего объема, как правило, одновременно проводят мероприятия по улучшению наполнения, увеличению степени сжатия, снижению механических потерь. Например, результаты испытания форсированного двигателя ЗМЗ-24 «Волга» показали, что при увеличении диаметра цилиндров с 92 до 100 мм (при этом рабочий объем цилиндров повышается до 2,88 л, т. е. на 17,5 %, без изменения впускной и выпускной систем двигателя) мощность была доведена до 120 л. с. (88 кВт) при 4500 об/мин. Получение сравнительно высоких мощностных показателей объясняется также теми изменениями, которые были внесены в конструкцию двигателя с целью повышения его жесткости и надежности. Так, гнезда в блоке для установки гильз цилиндров большего диаметра увеличены до 107 мм, а глубина посадочного пояса до 135 мм, изготовлены новые гильзы цилиндров (в них нет нирезистовой вставки) с уменьшенной толщиной стенок для улучшения протока охлаждающей жидкости, использованы новые поршни и поршневые пальцы с диаметром 25 мм и длиной 81,6 мм, увеличена длина резьбовой части шпилек крепления головки блока, установлена новая прокладка между головкой и блоком цилиндров, внесен ряд других изменений.

У двигателей ВАЗ-2101 и -2103 (имеющих унифицированные головку блока цилиндров, распределительный вал, впускной и выпускной трубопроводы) изменение рабочего объема с 1,2 до 1,45 л (на 22 %) на режиме 5600 об/мин приводит к уменьшению наполнения на 4,8 %. Литровая мощность при этом снижается на 4,2 %. У двигателя ВАЗ-2106 с рабочим объемом цилиндров на 10 % большим (1,6 л), чем у ВАЗ-2103, при серийной впускной системе максимальная литровая мощность снижается еще на 5 % по причине повышения скорости движения смеси и увеличения аэродинамического сопротивления (главным образом, в клапанных щелях). Зато при низких и средних

частотах вращения коленчатого вала мощностные показатели повышаются примерно пропорционально увеличению рабочего объема цилиндров.

К способам увеличения мощности двигателя и улучшения его экономичности относят также повышение степени сжатия. Однако у современных двигателей, имеющих и без того достаточно высокие степени сжатия, дальнейшее их увеличение дает сравнительно небольшой эффект, причем это связано с решением ряда проблем. Для серийных двигателей величина степени сжатия ограничивается, главным образом, появлением аномальных процессов сгорания при работе на товарном бензине — детонации, калильного зажигания и др. Рассмотрим более подробно причины аномального сгорания, признаки его появления и последствия.

Во время спортивных соревнований обычно применяют бензин с повышенным (до 95...98) октановым числом. На двигателях вводят ряд описанных выше изменений для повышения максимальной мощности: расширение фаз газораспределения, использование настроенной системы впуска, установка двух карбюраторов, увеличение проходного сечения впускного тракта и др. Это обеспечивает, как указывалось, увеличение наполнения цилиндров при высокой частоте вращения коленчатого вала и снижение — при низкой. В последнем случае отмечается повышенная склонность к детонации. Но если учесть, что на этих режимах моторы работают сравнительно редко, то для высокооборотных двигателей имеется возможность повысить степень сжатия, выбирая ее величину с учетом требований к октановому числу бензина на режиме $n = 0,5n_n$, т. е. примерно в зоне нижнего предела рабочего диапазона скоростного режима (n_n — номинальная частота вращения, установленная заводом-изготовителем для номинальной мощности). Осредненная зависимость требований к октановому числу бензина для этого режима и других показателей, зависящих от степени сжатия, приведена на рис. 6. Из представленных на нем графиков следует, что повышение степени сжатия только путем уменьшения высоты камеры сгорания обеспечивает улучшение показателей двигателя до значений $\varepsilon = 9,5...10$. Для повышения мощности при дальнейшем увеличении степени сжатия потребуется разработка специальных компактных камер сгорания, расположенных, например, в поршне или только под одним из клапанов. Невысокая эффективность от увеличения степени сжатия свыше 10 объясняется тем, что несколько ухудшается наполнение цилиндров. Происходит это вследствие повышения аэродинамического сопротивления на входе в камеру сгорания и увеличения подогрева смеси от стенок камеры, цилиндра и днища поршня, роста механических потерь из-за увеличения нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма.

Повышение степени сжатия требует тщательного подбора характеристик для автомата опережения зажигания, установки более «холодных» свечей, исключающих появление детонации и калильного зажигания. Характеристика автомата опережения выбирается по результатам стендовых детонационных испытаний, а затем корректируется в дорожных условиях с учетом режима разгона.

При повышении степени сжатия вследствие интенсификации процесса сгорания снижаются оптимальные значения углов опережения зажигания. Одновременно уменьшаются и значения углов опережения зажигания, соответствующие появлению детонации, причем на большую величину. Поэтому, как правило, приходится подбирать новую характеристику автомата опережения зажигания, обеспечивающую бездетонационную работу, путем установки более поздних углов при низкой частоте вращения. Вследствие этого мощностные и экономические показатели двигателя могут снизиться на 10... 18 %. Однако на этих режимах высокооборотные двигатели практически не работают.

У двигателей с повышенными степенями сжатия при высокой частоте вращения коленчатого вала и полной нагрузке особенно опасно доискровое (калильное) воспламенение рабочей смеси в камере сгорания от перегретых деталей (чаще всего от центрального электрода свечи зажигания). Характерным признаком этого служит

появление стуков (иногда и хлопков), снижение мощности двигателя. Правда, доискровое воспламенение возникает при высокой частоте вращения, что сопровождается высоким общим уровнем шума в автомобиле. Определить его по наличию стуков или хлопков довольно трудно. При движении автомобиля с максимальной нагрузкой это явление обычно проявляется и в снижении скорости.

Для форсированных двигателей бывает достаточно поработать с доискровым воспламенением смеси в течение нескольких секунд, чтобы произошло сгорание центрального электрода свечи, задир и оплавление поршня, а иногда и прогар днища поршня.

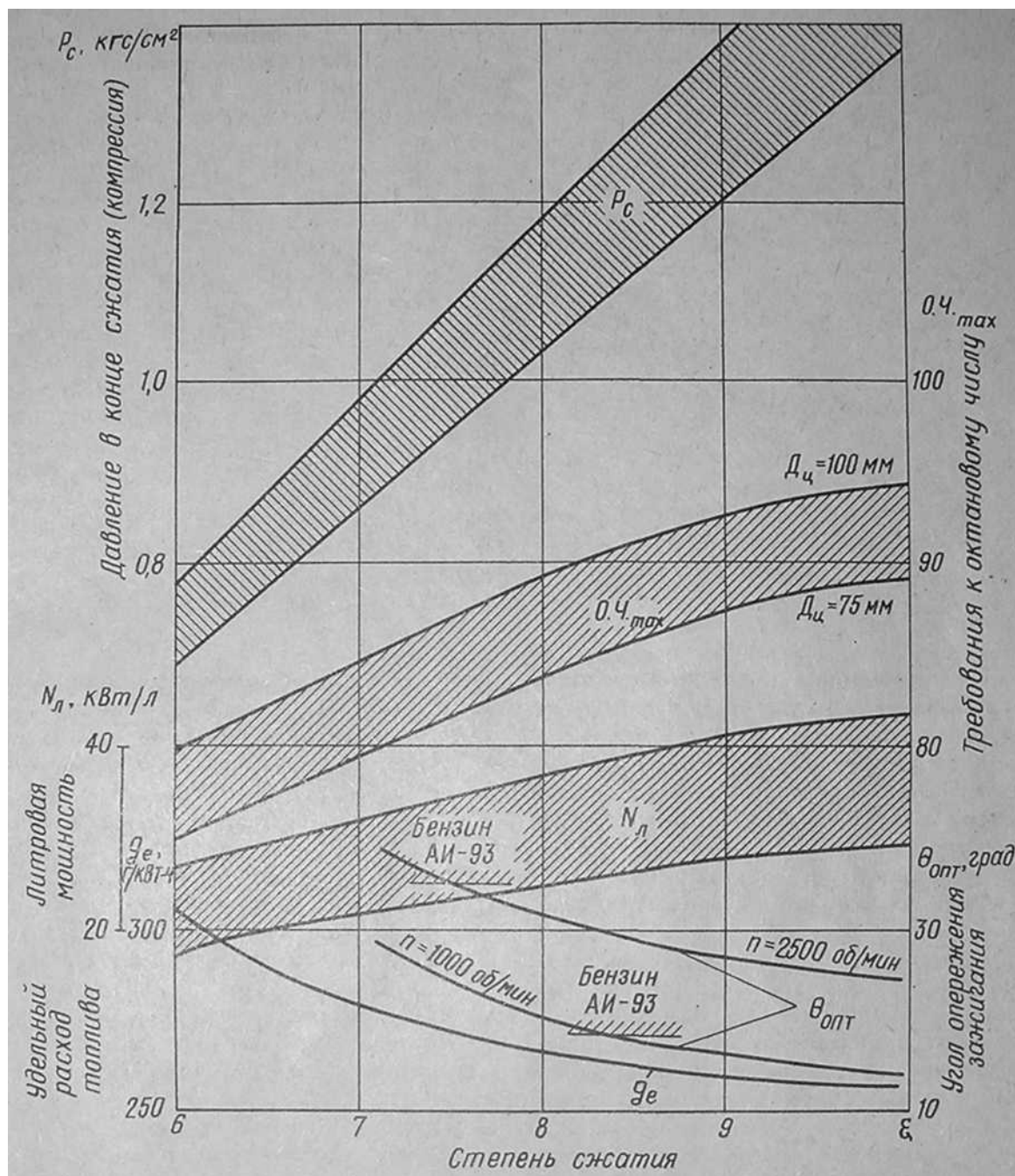


Рис. 6. Зависимость основных показателей двигателя от степени сжатия:

P_c — давление в конце такта сжатия (компрессия); $O.Ч_{max}$ — максимальное требование к октановому числу; N_l — литровая мощность; g_e — удельный расход топлива; θ_{opt} — оптимальный угол опережения зажигания; $D_{ц}$ — диаметр цилиндра, мм.

К числу основных причин доискрового воспламенения смеси относится чрезмерное повышение степени сжатия, применение топлива с повышенной склонностью к самовоспламенению, установка слишком раннего зажигания при высокой частоте вращения, применение свечей зажигания, не соответствующих по тепловой характеристике (калильному числу) выбранной степени сжатия и топливу.

При слишком «горячей» свече воспламенение обычно возникает от перегретого центрального электрода свечи. Существует несколько путей снижения температуры центрального электрода.

Большинство заводов электрооборудования выпускает «холодные» свечи с укороченным конусом изолятора. Однако недостатком их является относительно низкая температура поверхности конуса изолятора и слишком малая площадь этой поверхности. При длительной работе на низких частотах вращения коленчатого вала и малых нагрузках на конусе изолятора откладывается нагар, что может привести к «шунтированию» свечи и перебоям в зажигании, особенно на режимах пуска и прогрева.

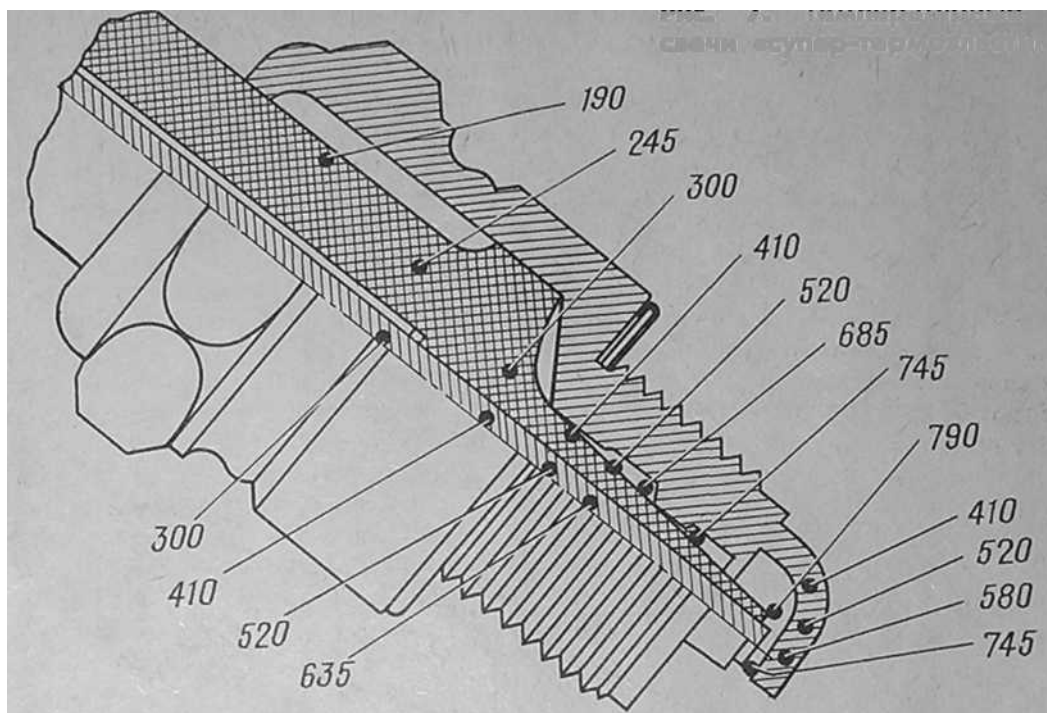


Рис. 7. Температурные поля свечи «супер-термоэластик», °С

На верхний предел температурного поля, характеризующего калильное число свечи, указывает цифра в ее обозначении. Она соответствует условному индикаторному давлению в цилиндре, при котором возникает доискровое воспламенение смеси во время испытаний на специальном одноцилиндровом двигателе. При подготовке к соревнованиям при положительных температурах воздуха у форсированных высокооборотных двигателей с повышенной степенью сжатия и с жидкостным охлаждением это число должно быть в пределах 23...26. В зимний период, чтобы предотвратить забрасывание изолятора свечи топливом, обычно применяют свечи с калильным числом на 2...3 единицы ниже.

Другой способ снижения температуры центрального электрода — изготовление его из меди с жаростойким покрытием (хром, никель и др.). У свечей такого типа, называемых «супер-термоэластик» (рис. 7), значительно более широкое температурное поле, что позволяет применять одну модель свечи для форсированных двигателей, не сталкиваясь с явлениями «шунтирования» даже после длительной работы двигателя на малых нагрузках и холостом ходу.

Свечи «супер-термоэластик» фирмы «Бош» (ФРГ) имеют следующие обозначения: W — резьба ввертной части 14X1,25. Цифры на свече соответствуют следующим значениям калильного числа: 3 — 260...280; 4—225...250; 5—200...230. Первая после цифры буква А или В — длина резьбы 12,7 мм; С или D — длина резьбы 19 мм (аналогично букве D для свечей отечественного производства), при этом буквы В и О обозначают свечи с выступающим изолятором (аналогично букве В для свечей отечественного производства). Таблицы свечей, выпускаемых в СССР, и их зарубежных аналогов приведены в ряде статей в журнале «За рулем» и в книге «Бензиновые двигатели» (М.: Машиностроение, 1986).

Форсируя двигатель, обычно для улучшения мощностных показателей, идут одновременно по нескольким направлениям с учетом технических возможностей, требований к данному классу спортивных автомобилей и др. При этом учитывают взаимное влияние этих направлений на основные характеристики двигателя. В качестве примера на рис. 4 приведены внешние скоростные характеристики двигателей «Волга» и ВАЗ-2106 при различных способах их форсирования.

Как видно из графиков, для двигателя ВАЗ-2106 увеличение размеров диффузоров первичной и вторичной камер карбюратора на 9 % и проходных сечений впускных и выпускных клапанов на 5 % приводит к увеличению наполнения при средних и высоких частотах вращения примерно на 4 %. Соответственно улучшаются и мощностные показатели. Установка двух горизонтальных двухкамерных карбюраторов с диаметром диффузора 40 мм, повышение степени сжатия с 8,8 до 11,6...12,0, расширение каналов впускной системы позволило повысить максимальную мощность с 80 л. с. (59 кВт) при 5600 об/мин до 109 л. с. (80 кВт) при 6000 об/мин. Максимальное значение коэффициента наполнения при этом возросло с 0,9 при 3200 об/мин до 0,96 при 4800 об/мин (на 6 %). Расширив фазы газораспределения и увеличив подъем клапанов на 1 мм, подняли максимальное значение коэффициента наполнения с 0,96 при 4800 об/мин до 1,04 при 6000 об/мин, т. е. на 8 %.

Таким образом, комплекс мероприятий (увеличение проходных сечений впускной системы, установка двух горизонтальных двухкамерных карбюраторов, выпускной системы с индивидуальными патрубками, повышение степени сжатия) в сочетании с конструктивными изменениями, связанными с обеспечением безотказной работы двигателя (детали кривошипно-шатунного механизма, механизма газораспределения и др.), позволил поднять максимальную мощность двигателя с 80 л. с. (59 кВт) при 5600 об/мин до 135,5 л. с. (100 кВт) при 6350 об/мин, т. е. почти на 70 %.

Для улучшения динамических качеств автомобиля, повышения его надежности, как правило, вносят изменения и в конструкцию кривошипно-шатунного механизма. Рассмотрим некоторые такие усовершенствования. Для уменьшения механических потерь на трение и снижения массы поршня на нем оставляют только одно компрессионное и одно маслосъемное кольца. Одновременно повышают требования к компрессионному кольцу, которое должно прилегать к поверхности цилиндра без просвета по всей окружности. При этом несколько сокращается ресурс работы двигателя.

Снижение механических потерь не только для специально подготовленных, но и для серийных двигателей достигают также выбором оптимальной формы юбки поршня (уточнение овала в поперечном сечении, применение бочкообразной формы в продольном сечении). При специальной подготовке двигателей поршни облегчают, сводя к минимуму приливы на бобышках, которые используются для подгонки поршней по массе.

В ряде случаев на юбке поршня сверлят отверстия диаметром 6...8 мм, расположенные в шахматном порядке в несколько рядов. Такие отверстия, кроме снижения массы, способствуют ускорению приработки, практически исключают задиры на поверхностях цилиндра и поршня из-за их перегрева или попадания посторонних частиц.

Для уменьшения аэродинамических потерь, повышения прочности шатунов и коленчатого вала прибегают к полировке их необработанных наружных поверхностей.

Для улучшения динамических качеств автомобиля снижают, насколько возможно, момент инерции путем до-обработки маховика, не нарушая его прочности в зоне напрессовки венца и обеспечивая надежный теплоотвод от рабочей поверхности в зоне контакта с ведомым диском сцепления.

Необходимо также учитывать, что при существенном повышении мощностных показателей двигателя обычно приходится увеличивать усилие на нажимной диск сцепления, чтобы исключить его пробуксовку в интервале высоких значений крутящего момента.

Приведенные в статье рекомендации рассчитаны на автоспортсменов и водителей, имеющих опыт технического обслуживания и ремонта серийных двигателей, навыки выполнения слесарных работ.

А. ДМИТРИЕВСКИЙ.

В. КИСЛЫХ