# В.Н. Степанов

## Тюнинг автомобильных двигателей



УДК 621.43.001.2
ISBN 5-93392-048-7
В.Н. Степанов
Тюнинг автомобильных двигателей: СПб., 2000. - 82 с.: ил.

Книга содержит описание основных мероприятий, направленных на повышение мощности, экономичности и экологических характеристик автомобильных двигателей, а также на улучшение их динамических качеств. Книга не преследует цель дать готовые рецепты для тюнинга двигателей, поэтому она снабжена не фотографиями, а иллюстрациями в виде графиков, таблиц и принципиальных схем, облегчающих восприятие изложенного материала. Книга предназначена для автолюбителей, интересующихся тюнингом двигателей. Она может быть также полезна специалистам автосервиса, занимающимся тюнингом.

Табл. 5. Ил. 33. Библиогр.: 5 назв.
© В.Н. Степанов, 2002
© ЗАО "Алфамер Паблишинг", 2002

**СОДЕРЖАНИЕ**

ПРЕДИСЛОВИЕ ..... 4
1. ДИНАМИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ..... 6
2. ПОДБОР ЭФФЕКТИВНЫХ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ..... 11
3. МОДЕРНИЗАЦИЯ ВПУСКНОГО ТРАКТА СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ..... 19
4. ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ..... 30
4.1. Увеличение рабочего объема двигателя..... 32
4.2. Применение наддува..... 33
4.2.1. Особенности тюнинга посредством наддува..... 36
4.2.2. Способы наддува двигателя ..... 38
4.2.3. Охлаждение наддувочного воздуха ..... 42
4.2.4. Регулирование давления наддува..... 43
5. МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ .. 59
6. КОНВЕРТИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ РАБОТЫ НА ГАЗЕ ..... 70
7. ЕСТЬ ЛИ ЕЩЕ РЕЗЕРВЫ ДЛЯ ТЮНИНГА?..... 76
7.1 Действие электрического поля на процесс сгорания ..... 77
7.2. Управление процессом сгорания с помощью ЭПВН..... 82
Список литературы..... 84

# ПРЕДИСЛОВИЕ

Тюнинг (от английского слова *tune* - настраивать, приспосабливать) применительно к технике означает ее доработку (доводку) с целью улучшения имеющихся свойств или показателей. Каждая система или узел автомобиля, его внешний вид и интерьер также обладают определенными свойствами и показателями. Сравнивая эти свойства и показатели у разных автомобилей, можно делать выводы о их техническом совершенстве. Из сказанного очевидно, что объектов тюнинга на автомобиле столько, сколько он имеет узлов и систем, не говоря уже об интерьере салона и экстерьере. Описание всего тюнинга автомобиля - задача чрезвычайно трудоемкая уже по причине имеющегося многообразия конструкций эксплуатируемых автомобилей. Современные автомобили оснащаются в основном 4-тактными высокооборотными двигателями, которые по сравнению с 2-тактными имеют больший ресурс, более экономичны и удобнее в эксплуатации. Поэтому в данной книге рассматривается лишь тюнинг 4-тактных автомобильных двигателей. Справедливости ради следует отметить, что тюнинг двигателя встречается гораздо реже, чем другие виды тюнинга.

Чаще всего заказчиком тюнинга выступает заинтересованный в этом владелец автомобиля или, например, спортивный клуб. И в определенной ситуации тюнинг двигателя может оказаться делом выгодным. Такая ситуация, например, имеет место, когда у владельца возникает желание иметь автомобиль с более мощным двигателем. В этом случае затраты на тюнинг оказываются существенно ниже, чем затраты на продажу имеющегося автомобиля и покупку нового. Однако здесь следует отдавать себе отчет в том, что гарантии завода-изготовителя автомобиля на подвергнутый тюнингу двигатель не распространяются.

Имеются и такие примеры, что заказчиком тюнинга двигателя является непосредственно фирма, занятая его серийным производством. Так известная австрийская компания AVL выполняет тюнинг двигателей не менее известных фирм Volkswagen и Daimler Chrysler. В1999 году заказчиком этой фирмы стало и российское предприятие - Уфимское моторостроительное производственное объединение (УМПО). Оно заключило с компанией AVL контракт на модернизацию своих двигателей с рабочим объемом 1,8 и 2,0 л. Австрийская сторона завершила конструкторские работы, и уже в конце 1999 г. усовершенствованные двигатели, отвечающие принятому в странах Евросоюза стандарту "Euro-2", должны были поступить в УМПО для заводских испытаний. После завершения испытаний предполагается запустить эти двигатели в серию и начать оснащение ими новых моделей автомобилей "Москвич" и "Иж".

Если принять во внимание, что работы по модернизации двигателя можно доверить лишь предприятию, оснащенному современной техникой для проведения таких работ и имеющему соответствующее диагностическое оборудование, то это подразумевает, что стоимость предстоящих работ может быть доступна далеко не каждому заказчику. Исходя из сказанного можно объяснить, почему в России предприятия, которым задача тюнинга двигателя по плечу, можно перечислить по пальцам. И тем более очевидно, что далеко не каждое предприятие автосервиса располагает возможностью выполнять такие работы.

Изложенное выше позволяет понять, почему тюнинг двигателя встречается значительно реже, чем тюнинг деталей подвески, аэродинамики, шумоизоляции, дизайна и отделки салона и т.п. К сказанному следует добавить, что двигатель - это наиболее сложный и ответственный агрегат автомобиля, объединяющий в себе несколько различных систем и узлов. Наиболее важными системами двигателя являются система питания, система охлаждения, система смазки и система выпуска отработавших газов. Основные его механизмы - это кривошипно-шатунный механизм (КШМ) и газораспределительный механизм (ГРМ), расположенные соответственно в блок-картере и головке цилиндров. В силу этого автомобильные фирмы уделяют серьезное внимание совершенству двигателя как на стадии его проектирования, так и в процессе эксплуатации. Однако вносить изменения в конструкцию серийно выпускаемого двигателя достаточно накладно и на это идут лишь в случае крайней необходимости. Как правило, в конструкцию двигателя не вносятся изменения, требующие значительных затрат ручного труда, поскольку это влечет за собой удорожание как самого двигателя, так и автомобиля в целом. И само собой разумеется, что автомобильные фирмы не заинтересованы в том, чтобы информация о возможных резервах совершенствования выпускаемых ими двигателей стала общедоступной. На обнаружение и устранение этих "недоделок" и направлен тюнинг, который выполняется наиболее технически оснащенными предприятиями автосервиса.

Конечной целью тюнинга может быть улучшение динамических качеств, экономичности двигателя, увеличение его мощности или уменьшение токсичности отработавших газов. Наиболее часто тюнинг направлен на придание двигателю более совершенных динамических качеств. В этой связи представляется важным рассмотреть подробнее, что включает в себя это понятие.

# 1. ДИНАМИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

При покупке автомобиля помимо его дизайна и интерьера салона будущего владельца несомненно интересуют и динамические качества приобретаемого транспортного средства. Последние во многом зависят от технических характеристик двигателя, установленного на автомобиле.

Наиболее объективную оценку динамических качеств автомобильного двигателя можно получить при анализе его внешней скоростной характеристики. Внешняя скоростная характеристика представляет собой зависимость показателей работы двигателя (мощности, крутящего момента, коэффициента наполнения цилиндров, удельного эффективного расхода топлива и др.) от частоты вращения коленчатого вала (КВ) при неизменном положении органа управления, обеспечивающем максимальную подачу топлива в цилиндры.

Важным параметром автомобильного двигателя, позволяющим оценить устойчивость его режима при работе по внешней скоростной характеристике, является коэффициент приспособляемости ($k$). Значение определяется отношением максимального крутящего момента к номинальному крутящему моменту, развиваемому двигателем на номинальной мощности при номинальной частоте вращения КВ. Особенно заметно значимость этого параметра проявляется в случае преодоления автомобилем крутых подъемов. Чем больше значение $k$, тем большее сопротивление движению может преодолеть автомобиль без переключения коробки передач на пониженную передачу. Важное значение при этом имеет и диапазон изменения частоты вращения КВ, в котором двигатель устойчиво работает: чем больше этот диапазон, тем лучшими динамическими качествами обладает автомобиль, тем легче управление двигателем. Скоростной диапазон устойчивой работы двигателя оценивается скоростным коэффициентом ($k_c$), представляющим собой отношение частоты вращения КВ при максимальном крутящем моменте к номинальной частоте вращения. Отсюда следует, что чем больше диапазон устойчивой работы двигателя, тем меньше значение $k_c$. Это означает, что при прочих равных параметрах сравниваемых автомобилей предпочтение следует отдать автомобилю, двигатель которого характеризуется меньшим значением $k_c$.

Следует назвать и еще один важный показатель, который достаточно часто применяется для оценки динамических качеств легковых автомобилей, - это приёмистость. Под приёмистостью обычно понимается время разгона автомобиля с места до скорости 100 км/ч. Этот показатель во многом определяется значениями $k$ и $k_c$, но, кроме того, он зависит от соотношения номинальной

мощности двигателя и массы автомобиля. Чем меньше масса автомобиля, приходящаяся на единицу номинальной мощности двигателя, тем меньше времени требуется автомобилю для достижения указанной скорости. Очевидно, что приёмистость автомобиля с дизельным двигателем той же мощности, что и у бензинового, будет несколько хуже, так как удельная масса такого автомобиля больше. Заметим, что приёмистость отдельных спортивных автомобилей, подвергнутых тюнингу, оценивается временем менее 5 секунд.

Четверть века назад бензиновые автомобильные двигатели имели $k$ = 1,25...1,35, тогда как для дизельных двигателей были характерны значения $k$ = 1,05...1,15, при этом меньшие значения коэффициента приспособляемости имелись у двигателей с наддувом. Скоростной коэффициент для бензиновых двигателей составлял $k_c$ = 0,45...0,55, а для дизельных двигателей - соответственно $k_c$ = 0,55...0,70, достигая при высоком наддуве значения 0,8.

Для улучшения названных выше параметров автомобильных двигателей выполняют как в отдельности, так и комбинированно следующие основные мероприятия:

- подбор наиболее эффективных фаз газораспределения;
- использование волновых и инерционных явлений во впускном и выпускном тракте для улучшения очистки и наполнения цилиндров при работе двигателя в зоне максимального крутящего момента;
- регулирование давления наддува воздуха или топливо-воздушной смеси на впуске для двигателей с наддувом;
- увеличение цикловой подачи топлива с улучшением наполнения цилиндра при работе дизельного двигателя по скоростной характеристике в зоне максимального крутящего момента.

Следует заметить, что каждое из названных мероприятий в той или иной степени усложняет конструкцию двигателя, ухудшает его массо-габаритные показатели и увеличивает стоимость. Тем не менее, автомобильные фирмы для повышения конкурентоспособности своей продукции часто идут на увеличение затрат и считают их оправданными.

В таблицах 1.1 и 1.2 представлены расчетные значения $k$ и $k_c$, полученные на основании опубликованных в последнее время данных для автомобилей нескольких ведущих фирм Германии. В табл. 1.1 для сравнения приведены данные также и по некоторым двигателям автомобилей ВАЗ и ГАЗ. В табл. 1.2 данные по отечественным двигателям не приведены по причине крайней скудности опубликованной информации.

Таблица 1.1

Показатели динамических качеств легковых автомобилей с бензиновыми двигателями

| **Фирма** | **Марка автомобиля** | **Марка двигателя** | **Номин. МОЩНОСТЬ / частота вращения КВ, кВт / (1/мин)** | **Максим, момент/ частота вращения КВ, Н.м/ (1/мин)** | $k$ | $k_c$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Бензиновые двигатели | | | | | | |
| **AUDI** | | ADR 1,8 | 92/5800 | 173/3950 | 1,142 | 0,681 |
| | | ACE 2.0 | 103/5900 | 185/4500 | 1,110 | 0,763 |
| | | ABC 2,6 | 110/5750 | 225 / 3500 | 1,232 | 0,609 |
| | | AAH 2,8 | 128/5500 | 245 / 3000 | 1,102 | 0,545 |
| | | ACK 2,8 | 142/6000 | 280/3200 | 1,239 | 0,533 |
| | | AAN 2,2 | 169/5500 | 350/1900 | 1,194 | 0,345 |
| **BMW** | 3161 | M43 | 75 / 5500 | 150/3900 | 1,152 | 0,709 |
| | 31 8i | M43 | 85 / 5500 | 168/3900 | 1,138 | 0,709 |
| | 320i | M52 | 110/5900 | 190/4200 | 1,070 | 0,712 |
| | 325i | M50 | 141 /5900 | 245 / 4700 | 1.074 | 0,797 |
| | 328i | M52 | 142/5300 | 280/3950 | 1,094 | 0,745 |
| **MERCEDES** | E200 | 111.945 | 100/5500 | 190/3700 | 1.094 | 0,673 |
| | E240 | 112.911 | 125/5900 | 225/3000 | 1.112 | 0.508 |
| | E280 | 112.921 | 150/5700 | 270/3000 | 1,074 | 0,526 |
| | E320 | 112.941 | 165/5600 | 315/3000 | 1,120 | 0.536 |
| | E430 | 113.940 | 205 / 5750 | 400 / 3900 | 1,175 | 0.678 |
| | E 55 AMG | 113.980 | 260 / 5500 | 530/3000 | 1,174 | 0,545 |
| **VW** | Passat | AAM1.8 | 55/5000 | 140/2500 | 1,333 | 0.500 |
| | | AFT 1,6 | 74 / 5800 | 140/3500 | 1,149 | 0,605 |
| | | ADY2.0 | 85/5400 | 166/3200 | 1,104 | 0,593 |
| | | ABF2.0 | 110/6000 | 180/4800 | 1,028 | 0,800 |

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **VW** | Passat VR6 | AAA 2,8 | 128/5800 | 235 / 4200 | 1.115 | 0,724 |
| | | ABV 2,9 | 135/5800 | 245 / 4200 | 1,102 | 0.724 |
| **ВАЗ** | ВАЗ-2104 | 2105 1,3 | 47.0 / 5600 | 92/3400 | 1.148 | 0,607 |
| | ВАЗ-21051 | 2101 1.2 | 43,2 / 5600 | 85/3400 | 1,154 | 0,607 |
| | ВАЗ-21053 | 2103 1,5 | 52,3 / 5600 | 103,9/3400 | 1,165 | 0,607 |
| | ВАЗ-21083 | 21083 1,5 | 52,6 / 5600 | 106.4/3400 | 1.188 | 0,607 |
| **ГАЗ** | ВОЛГА | 4021.10 2,4 | 66,2 / 4500 | 172,6/2400 | 1,228 | 0.533 |
| | | 402.10 2,4 | 73,5/4500 | 182,4/2400 | 1,169 | 0,533 |
| | | 4101.10 2,9 | 80,9 / 4250 | 225,4/2500 | 1,240 | 0.588 |
| | | 4062.10 2,3 | 110,3/5200 | 206/4000 | 1,017 | 0769 |

Анализ показывает, что для большинства современных бензиновых двигателей легковых автомобилей зарубежного производства $k$ = 1,028... 1,333, тогда как для дизельных двигателей характерны значения $k_c$ = 1,100...1,344. Наблюдается очевидная тенденция уменьшения нижнего предела диапазона $k$ для бензиновых двигателей. Такой подход можно объяснить тем, что зарубежные легковые автомобили предназначены преимущественно для движения с высокой скоростью, и их двигатели имеют быстроходную регулировку (см. раздел 2). Применение в этих автомобилях автоматической коробки передач делает для водителя проблему своевременного переключения передач при возрастающем сопротивлении движению не столь актуальной.

В то же время для дизельных двигателей произошло увеличение как нижнего, так и верхнего предела диапазона $k_c$ до значений, характерных для бензиновых двигателей и даже превосходящих последние. Это стало возможным благодаря коррекции топливоподачи, совершенствованию смесеобразования и применению регулируемого турбонаддува.

Таблица 1.2

Показатели динамических качеств легковых автомобилей с дизельными двигателями

| **Фирма** | **Марка автомобиля** | **Марка двигателя** | **Номин. мощность / частота вращения КВ, кВт/ (Шин)** | **Максим, момент / частота вращения КВ, Н.м /(1/мин)** | $k$ | $k_c$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Дизельные двигатели | | | | | | |
| **AUDI** | A4, A6, 100 | 1.9TDI | 66 / 4000 | 202/1900 | 1,282 | 0,475 |
| | | 1.9TDI | 81/4150 | 225/1700 | 1,207 | 0,41 |
| | | 2.4 D | 60 / 4400 | 164/2400 | 1,259 | 0,54 |
| | | 2.5 TDI | 103/4000 | 290/1900 | 1,179 | 0,475 |
| **BMW** | 318tds | M41 | 66/4400 | 190/2000 | 1,327 | 0,455 |
| | 325td | M51 | 85/4800 | 222/1900 | 1,313 | 0,396 |
| | 325tds | M51 | 105/4800 | 260/2200 | 1,245 | 0,458 |
| **MERCEDES** | Limousine, T-Modell | E220 Diesel | 70/5000 | 150/3100 | 1,122 | 0,62 |
| | | E290Turbo-D | 95/4000 | 300/1800 | 1,323 | 0,45 |
| | | E300 Diesel | 100/5000 | 210/2200 | 1,100 | 0,44 |
| | | E300Turba-D | 130/4400 | 330/1600 | 1,170 | 0,364 |
| **VW** | Passat | 1Y1.9 | 48 / 4400 | 140/2200 | 1,344 | 0,500 |
| | | AAZ1.9 | 55/4200 | 140/2200 | 1,200 | 0,524 |
| | | RA/SB1.6 | 59 / 4500 | 155/2600 | 1,241 | 0,578 |
| | | 1Z1.9 | 66 / 4000 | 202/1900 | 1,282 | 0,475 |
| | | AFN1.9 | 81/4150 | 235/1900 | 1,261 | 0,458 |

Значения скоростного коэффициента для современных бензиновых двигателей находятся в диапазоне $k_c$ = 0,345 ... 0,800, а для дизельных соответственно $k_c$ = 0,364 ... 0,620. Сравнивая эти цифры с данными 25-летней давности, можно констатировать, что как для бензиновых, так и для дизельных двигателей удалось добиться почти одинакового расширения скоростного

диапазона устойчивой работы (уменьшение нижнего предела $k_c$). Верхний предел скоростного коэффициента дизельных двигателей также понизился, тогда как для наиболее высокооборотных бензиновых двигателей отмечено сужение скоростного диапазона с возрастанием значения $k_c$ до 0,8. На основании приведенных данных можно констатировать, что современные дизельные двигатели легковых автомобилей по своим динамическим качествам фактически не уступают бензиновым.

Сказанное выше позволяет сделать вывод о том, что наметившиеся тенденции к расширению скоростного диапазона устойчивой работы автомобильных двигателей, а также применение на значительной их части быстроходной регулировки, сохранится и в ближайшем будущем. А это значит, что автолюбителей ждут встречи с новыми и интересными инженерными решениями, направленными на дальнейшее совершенствование динамических качеств автомобильных двигателей.

# 2. ПОДБОР ЭФФЕКТИВНЫХ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Обычно подбор наиболее эффективных фаз газораспределения (ФГР) выполняется на стадии доводки двигателя предприятием-изготовителем. Как правило, ФГР подбираются такими, чтобы обеспечить экстремальное значение какого-либо одного наиболее важного с точки зрения настройщика параметра двигателя. Таким параметром может быть мощность $P_e$ (среднее эффективное давление $p_{me}$), крутящий момент $M_e$, удельный эффективный расход топлива $b_e$ содержание токсичных компонентов в отработавших газах (ОГ) двигателя и др. При этом подбираются профили впускных и выпускных кулачков распределительного вала, определяющие ускорение и время-сечение открытия клапанов, а также взаимное положение распределительного (распределительных) и коленчатого валов, от которого зависит момент начала открытия клапанов. При подборе ФГР нельзя пренебрегать значениями ограничительных факторов, например, максимально допустимым значением температуры отработавших газов (ОГ).

Очевидно, что изменение профилей кулачков распределительного вала в процессе работы двигателя нецелесообразно из-за значительной громоздкости и недостаточной надежности соответствующего исполнительного механизма и снижения по этой причине надежности двигателя в целом. Поэтому при выбранных в процессе доводки профилях кулачков дальнейший подбор ФГР заключается обычно в установке такого момента начала открытия клапанов, при котором происходит более эффективное наполнение цилиндров свежим зарядом.

Другой подход к увеличению наполнения цилиндров заключается в замене имеющегося распределительного вала на нестандартный, с расширенными фазами газораспределения. Такой тюнинг карбюраторных и инжекторных двигателей ВАЗ-21083 с рабочим объемом 1,5 л и карбюраторных двигателей ВАЗ-21080 (1,3 л) выполняет петербургское предприятие "Автотрон". Устанавливаемый нестандартный распределительный вал с расширенными ФГР имеет увеличенную высоту профиля кулачков, что позволяет увеличить ход клапанов до 10,2 мм. Кроме установки нового распределительного вала, производится обработка по шаблону контуров отверстий впускных каналов у фланцев головки цилиндров и у фланцев впускного коллектора с последующей установкой коллектора на направляющие штифты. Для тонкой настройки ФГР на распределительный вал устанавливается разрезная шестерня привода, позволяющая изменять положение ее зубчатого венца относительно ступицы. На заключительной стадии работ выполняется регулировка клапанов, систем питания и зажигания, а также регулировка уровня эмиссии $CO$ и $C_xH_y$. После

выполнения всех работ подвергнутый тюнингу двигатель при 5900 1/мин развивает мощность 58,9 кВт (80 л.с.), кроме того, его максимальный крутящий момент в диапазоне средних частот вращения КВ несколько увеличивается. Предприятие дает гарантию на все виды выполненных работ.

Эффективность наполнения цилиндров характеризуется значением коэффициента наполнения $\eta_v$. Коэффициент наполнения представляет собой отношение количества свежего заряда, поступившего в цилиндр к моменту действительного начала сжатия, к тому количеству заряда, которое теоретически могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при неизменных условиях на впуске. За момент действительного начала сжатия заряда в цилиндре 4-тактного двигателя принимается момент закрытия впускных клапанов. Условия на впуске для двигателей без наддува характеризуются давлением $p_k = p_0$ и температурой $T_k = T_0$, где $p_0$ *и* $T_0$ - параметры окружающей среды. Для двигателей с наддувом условиями на впуске являются давление $p_k$ и температура $T_k$ после компрессора.

Следует заметить, что найденные для определенной частоты вращения КВ наиболее эффективные фазы газораспределения при другой частоте вращения таковыми уже не являются, так как не обеспечивают соответствующего наполнения цилиндров. Поэтому в подавляющем большинстве случаев фактически производится регулировка момента начала открытия клапанов для наиболее характерного в процессе эксплуатации скоростного режима работы двигателя. Общей тенденцией для впускных и выпускных клапанов, имеющей место с ростом частоты вращения КВ, является более раннее начало и увеличение продолжительности их открытия по углу ПКВ.

Обычно ФГР настраиваются или для скоростного режима, близкого к номинальной мощности двигателя (быстроходная регулировка), или для скоростного режима в зоне максимального крутящего момента (тихоходная регулировка). Качественные различия в изменении мощности и крутящего момента двигателя от частоты вращения КВ при работе двигателя по внешней скоростной характеристике для быстроходной и тихоходной регулировки показаны на рис. 2.1.

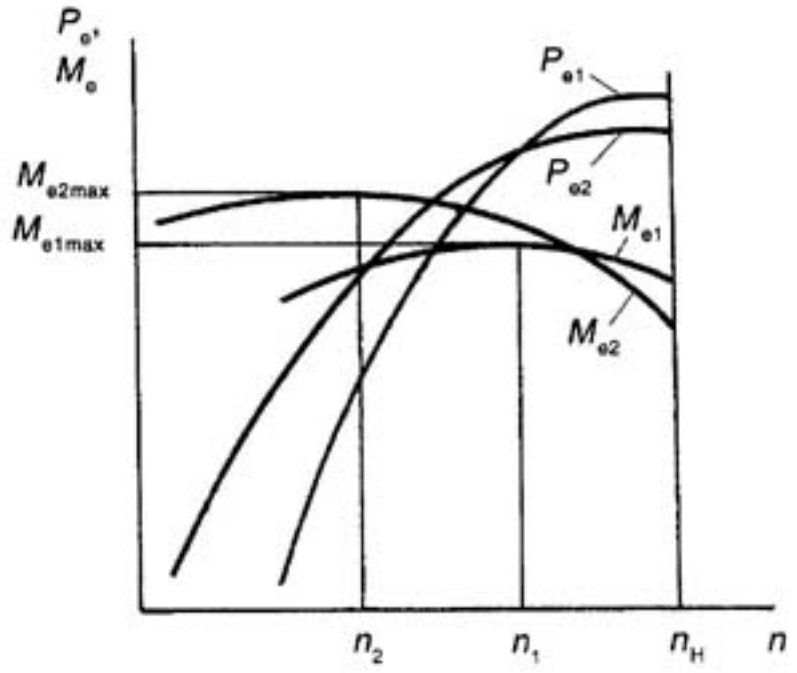


**Рис. 2.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя при быстроходной (1) и тихоходной (2) регулировке: $P_e$ - эффективная мощность, $M_e$ - эффективный крутящий момент, $n$ - частота вращения КВ**

Более благоприятные условия для подбора эффективных фаз газораспределения имеются у двигателей, где управление впускными и выпускными клапанами осуществляется отдельными распределительными валами. При управлении клапанами с помощью одного распределительного вала можно вести речь о эффективной настройке ФГР или только для впускных, или только для выпускных клапанов. Настройка ФГР должна выполняться в условиях испытательного стенда, позволяющего производить нагрузку двигателя по внешней скоростной характеристике и контролировать все необходимые параметры.

В качестве примера рассмотрим последовательность настройки ФГР из условия обеспечения максимального среднего эффективного давления $p_{me}$ для карбюраторного двигателя во всем диапазоне частоты вращения КВ. Заметим, что развиваемая бензиновым двигателем мощность зависит не только от наполнения цилиндров, но и от качественного состава горючей смеси, который характеризуется коэффициентом избытка воздуха $\alpha$. Коэффициент избытка воздуха $\alpha$ представляет собой отношение количества воздуха, действительно поступившего в цилиндр на момент закрытия впускных органов, к тому количеству воздуха, которое теоретически необходимо для полного сгорания поступившего в цилиндр топлива.

Сначала при неизменной регулировке карбюратора и неизменных фазах открытия и закрытия выпускного клапана, установленных заводом-изготовителем, получим зависимости коэффициента избытка воздуха $\alpha$ от частоты вращения КВ $n$ при разных значениях угла начала открытия впускного клапана $\varphi_{н.о.вп.}$. Скорее всего, окажется, что разброс значений $\alpha = f(\varphi_{н.о.вп.})$ при разных значениях $n$ будет неодинаковым, т.к. на $\alpha$, по крайней мере, будут влиять волновые процессы во впускном трубопроводе.

При значении $n$, для которого имеет место максимальный разброс значений $\alpha$, экспериментально найдем зависимости $p_{me}$, $b_e$, $\alpha$, $\eta_v = f(\varphi_{н.о.вп.})$ и построим соответствующие графики. Пример графической интерпретации полученных результатов показан на рис. 2.2.

Из рисунка видно, что с увеличением запаздывания угла начала открытия впускного клапана значения $\alpha$ и $\eta_v$ монотонно уменьшаются. Поэтому, если характер изменения $p_{me}$ и $b_e$ связывать только с изменением значения $\alpha$, то это приведет к неправильным выводам. Дело в том, что в результате выталкивания поршнем заряда из цилиндра перед закрытием впускного клапана происходит падение $\eta_v$, а это, в свою очередь, влечет за собой уменьшение $\alpha$.

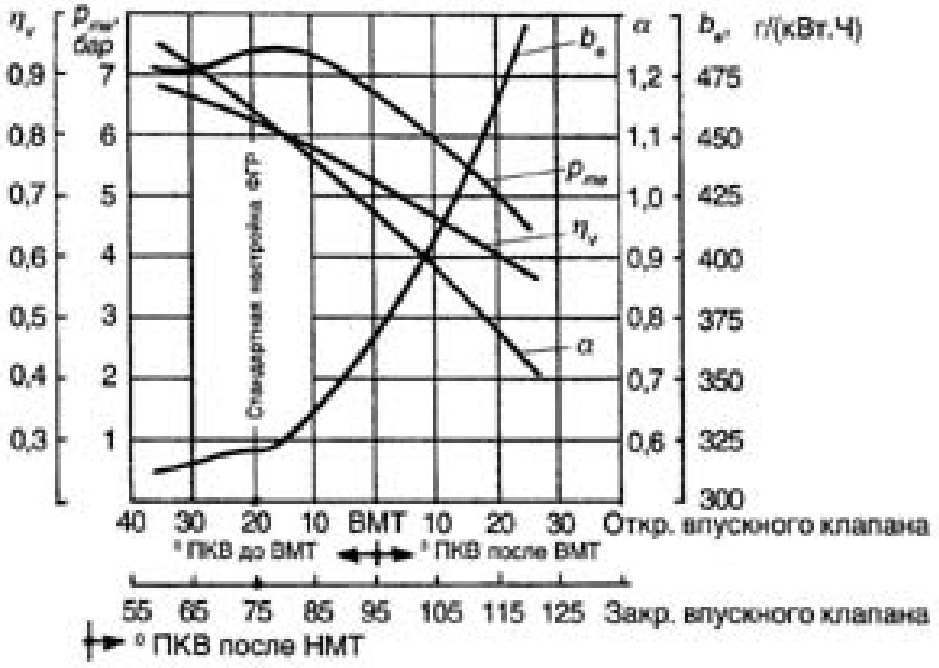


**Рис. 2.2. Влияние фаз открытия и закрытия впускного клапана на параметры рабочего процесса при неизменной регулировке карбюратора**

Чтобы исключить в последующих опытах влияние $\alpha$ на $p_{me}$, карбюратор на каждом нагрузочном режиме путем регулировки главного жиклера должен

настраиваться на значение $\alpha$, при котором в предыдущих опытах было достигнуто максимальное значение $p_{me}$. Из рис. 2.2 следует, что в данном случае для всех нагрузочных режимов должно быть выполнено условие $\alpha \approx 1{,}1$.

Далее выполняются эксперименты, целью которых является определение зависимости $p_{me} = f(n)$ сначала при различных значениях угла начала открытия впускного клапана $\varphi_{н.о.вп.}$ и неизменном (заводском) значении угла начала открытия выпускного клапана $\varphi_{н.о.вып.}$, а затем наоборот, при различных значениях $\varphi_{н.о.вып.}$ и $\varphi_{н.о.вп.} = const$. При проведении экспериментов для каждой постоянной частоты вращения КВ необходимо определить интервал $\Delta\varphi$, в котором значение $p_{me}$ полученное при конкретном значении угла начала открытия клапана, оставалось бы неизменным.

Из полученных результатов очевидно, что при минимальной, средней и номинальной частоте вращения КВ для получения максимального значения $p_{me}$ требуются разные фазы газораспределения.

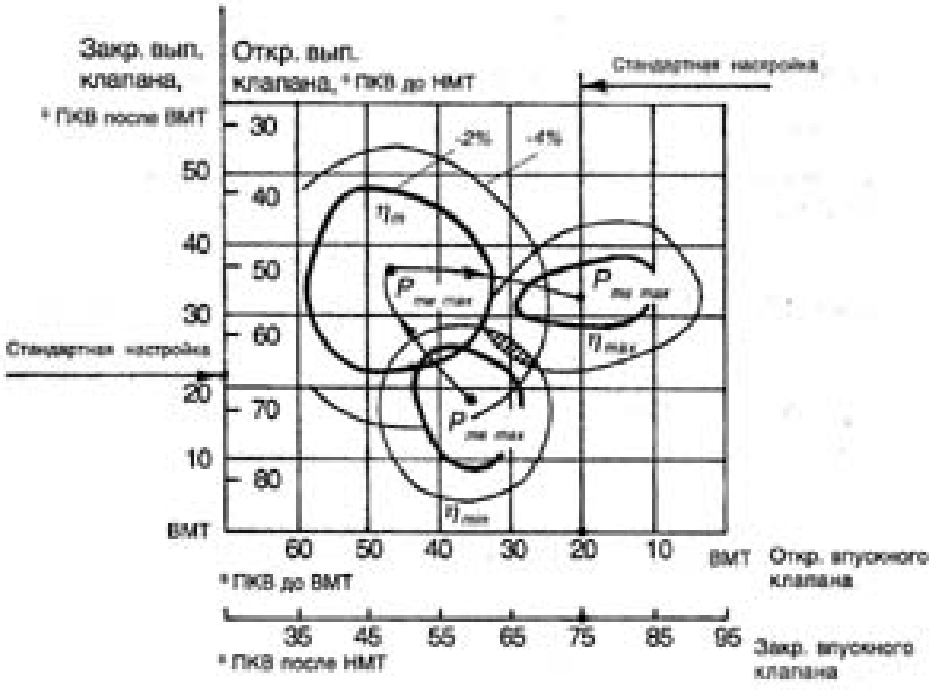


**Рис. 2.3. Подбор эффективных фаз газораспределения для широкого диапазона частоты вращения КВ**

Поэтому для обобщения результатов строится диаграмма, у которой по оси абсцисс откладываются значения $\varphi_{н.о.вп.}$, а по оси ординат - значения $\varphi_{н.о.вып.}$. На эту диаграмму наносятся максимальные значения $p_{me}$ при минимальной, средней и номинальной частоте вращения КВ, как это показано на рис. 2.3. Затем вокруг этих значений строятся, например, линии $(p_{me} - 2\% p_{me\ \max}) = const$. Если область, в

которой линии всех максимумов пересекаются, отсутствует, то строят $(p_{me} - 4\% p_{me\ \max}) = const$.

В результате таких построений определяется область значений углов начала открытия клапанов (на диаграмме эта область заштрихована), в которой на каждом скоростном режиме обеспечивается $96\% p_{me\ \max}$. Для получения желаемого результата остается выставить на двигателе такие значения $\varphi_{н.о.вп.}$ и $\varphi_{н.о.вып.}$, чтобы соответствующие этим значениям линии пересекались на диаграмме в заштрихованной области.

Аналогично находится область ФГР, в которой обеспечивается минимальное значение $b_e$. В пределах найденных областей ФГР для $p_{me\ \max}$ и $b_{e\ \min}$ значения $\varphi_{н.о.вп.}$ и $\varphi_{н.о.вып.}$ следует выставить такими, чтобы они, по возможности, обеспечивали получение во всем скоростном диапазоне как $p_{me\ \max}$, так и $b_{e\ \min}$.

Заметим, что приведенную выше задачу можно решить с минимальными затратами времени и материальных ресурсов, если для оптимизации ФГР воспользоваться методом градиента, известным из теории планирования эксперимента.

В качестве отправного момента в первом приближении для автомобильных двигателей можно принять ФГР, приведенные в табл. 2.1.

Таблица 2.1

| Фазы газораспределения автомобильных двигателей, ° ПКВ | | | |
|---|---|---|---|
| Впускной клапан | | Выпускной клапан | |
| Угол начала открытия | Угол закрытия | Угол начала открытия | Угол закрытия |
| Бензиновые двигатели | | | |
| 10...20 до ВМТ | 35...45 после НМТ | 45 ...55 до НМТ | 5...15 после ВМТ |
| Дизельные двигатели | | | |
| 0…30 до ВМТ | 30...50 после НМТ | 30 ...55 до НМТ | 5...40 после ВМТ |

Следует заметить, что точно выставить фазы газораспределения можно лишь в случае, когда указывается, при каком значении зазора в приводе клапанов эти фазы имеют место.

Применительно к карбюраторным двигателям необходимо также учитывать, что слишком раннее открытие впускных клапанов при работе на частичных

нагрузках ведет к забросу отработавших газов во впускной трубопровод, что ухудшает воспламеняемость горючей смеси.

Для расширения скоростного диапазона устойчивой работы наиболее высокооборотных бензиновых двигателей в отдельных случаях применяется автоматическая регулировка фаз газораспределения во всем диапазоне частоты вращения КВ непосредственно во время работы двигателя. В качестве примера можно сослаться на устанавливаемый на автомобили BMW 320i и 325i однорядный 6-цилиндровый бензиновый двигатель М-50, который (начиная с сентября 1992 г.) оснащен механизмом динамической регулировки фаз газораспределения, получившим сокращенное обозначение VANOS (от немецкого словосочетания variable Nockenwellensteuerung). Исполнительный механизм включает в себя расположенный в корпусе поршень, переходящий в шток с винтовыми шлицами. Эти шлицы входят в зацепление с соответствующими шлицами, выполненными в зубчатом колесе для привода распределительного вала, управляющего впускными клапанами. Перемещение поршня и его штока в направлении оси распределительного вала приводит к изменению взаимного положения зубчатого колеса и вала. При этом ход поршня и обусловленное им изменение положения распределительного вала зависят от давления масла, подводимого к корпусу исполнительного механизма по отдельному маслопроводу. Блок управления двигателем с помощью электромагнитного клапана, расположенного в корпусе исполнительного механизма, регулирует давление масла в зависимости от частоты вращения КВ.

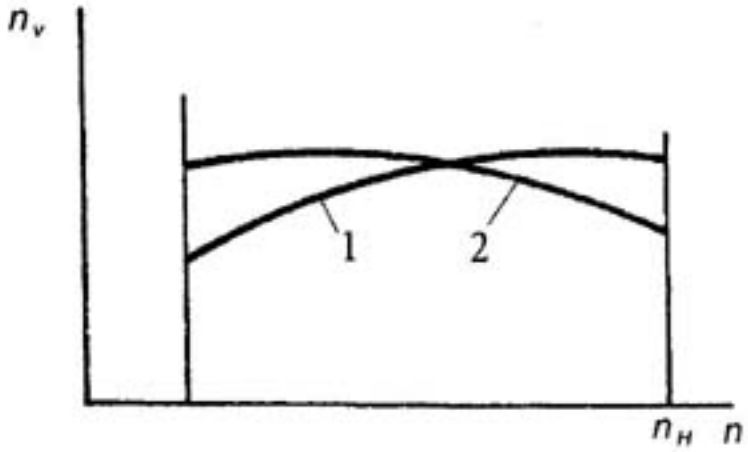


**Рис. 2.4. Изменение коэффициента наполнения при работе двигателя по внешней скоростной характеристике при быстроходной (1) и тихоходной (2) регулировке фаз газораспределения**

Применение этого механизма позволило уменьшить значение скоростного коэффициента $k_c$ с 0,797 до 0,712 при практически неизменном значении коэффициента приспособляемости $k$ = 1,074. В данном случае механизм VANOS,

плавно изменяя момент открытия впускных клапанов в зависимости от скоростного режима, обеспечивает максимальные значения $\eta_v$ во всем диапазоне частоты вращения КВ. Качественный характер изменения $\eta_v$ в зависимости от вида регулировки показан на рис 2.4.

Из рисунка видно, что с увеличением частоты вращения КВ максимальное значение $\eta_v$ имеет тенденцию к снижению вследствие возрастания аэродинамических потерь из-за повышения скорости воздушного потока во впускном тракте.

Совершенно очевидно, что подобный тюнинг ГРМ под силу выполнить только самому предприятию-изготовителю двигателя, так как для этого требуется мощная экспериментальная и производственная база. Наибольшее, что доступно обычному предприятию автосервиса, - это подбор эффективных фаз газораспределения путем изменения взаимного положения распределительного и коленчатого валов. В лучшем случае - это изготовление нового распределительного вала с измененными профилями и углами заклинки кулачков.

# 3. МОДЕРНИЗАЦИЯ ВПУСКНОГО ТРАКТА СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ

Впускной тракт служит для подвода свежего заряда (горючей смеси или воздуха) к цилиндрам двигателя. Впускной тракт включает в себя заборник атмосферного воздуха, впускные трубопроводы, воздушный фильтр, устанавливаемый в разрыв впускных трубопроводов, впускной коллектор, впускные патрубки и впускные каналы головки цилиндров. В карбюраторных двигателях перед впускным коллектором располагается карбюратор, поэтому часть впускного тракта от карбюратора до впускных клапанов оказывает существенное влияние на процесс смесеобразования и распределения горючей смеси по цилиндрам двигателя.

Параметры впускного тракта оказывает очень сильное влияние на характер изменения мощности и крутящего момента. За счет правильного определения размеров трубопроводов и настройки впускного тракта можно добиться значительно большего наполнения цилиндров, чем, к примеру, путем совершенствования формы изгибов трубопроводов выпускной системы.

Основные требования, предъявляемые к впускному тракту, заключаются в обеспечении минимального сопротивления на впуске и равномерном распределении горючей смеси по цилиндрам двигателя.

Обеспечение минимального сопротивления на впуске достигается путем устранения шероховатости внутренних стенок трубопроводов, а также резких изменений направления потока и устранения внезапный сужений и расширений тракта. Поскольку гидравлические потери в проходном сечении выпускных клапанов оказывают на наполнение цилиндров значительно меньшее влияние, чем потери в проходном сечении впускных, то для увеличения коэффициента наполнения $\eta_v$ диаметр впускного клапана увеличивают за счет уменьшения диаметра выпускного. В наиболее форсированных двигателях на один цилиндр делают 2, а иногда даже 3 впускных клапана.

Выбор количества впускных клапанов в головке цилиндров делается с учетом многих факторов. Для лучшей закрутки воздушного заряда на впуске автомобильных дизельных двигателей с диаметром цилиндра менее 150 мм применяют головки цилиндров со спиральными впускными каналами и одним впускным клапаном на цилиндр. В этом случае интенсивность вращения заряда в цилиндре оказывается в 1,5 и более раз выше, чем при наличии двух впускных клапанов. Некоторым уменьшением значения $\eta_v$ при наличии одного впускного клапана на цилиндр при этом пренебрегают, так как воздуха для полного сгорания поданного в цилиндр топлива оказывается вполне достаточно. Форма спирали впускного канала подбирается такой, чтобы закрутка заряда

обеспечивала наиболее эффективное смесеобразование. Попутно заметим, что в процессе пуска дизельного двигателя при низких температурах окружающей среды закрутка заряда приводит к увеличению периода задержки самовоспламенения топлива, что ухудшает пусковые качества двигателя [1]. Добиться улучшения пусковых качеств двигателя можно путем установки шибера между впускными патрубками и впускными каналами. На период пуска шибер ставится водителем в положение, при котором площадь сечения впускных каналов в головке цилиндров перекрывается примерно на 80%. Этого оказывается достаточно для того, чтобы уменьшить вращение заряда в цилиндре и обеспечить надежный пуск дизельного двигателя (без применения прочих средств облегчения пуска) при температуре окружающей среды до - 21 °С.

В бензиновых двигателях, наоборот, предпочтение отдается более эффективному наполнению цилиндров, так как количество поступившей в цилиндры горючей смеси непосредственно сказывается на мощности. Более высокие значения $\eta_v$ достигаются при наличии двух впускных клапанов на цилиндр.

Уменьшение сопротивления на впуске за счет уменьшения скорости потока путем увеличения сечений трубопроводов не всегда возможно по нескольким причинам. Во-первых, при увеличении сечений трубопроводов возрастают габариты и масса двигателя, во-вторых, снижение скорости потока уменьшает турбулизацию свежего заряда при поступлении его в цилиндры, в результате чего происходит ухудшение качества смесеобразования как в бензиновых, так и в дизельных двигателях.

Для равномерного распределения свежего заряда по цилиндрам впускному тракту придают симметричную форму. Наиболее важно это для двигателей с внешним смесеобразованием, у которых процесс смесеобразования начинается в карбюраторе. При таком смесеобразовании важно обеспечить не только равномерное наполнение цилиндров, но и одинаковый качественный состав поступающей в цилиндры смеси. По этой причине в карбюраторных двигателях впускная система должна иметь не только пространственную симметрию, но и симметрию по времени. Последнее означает, что проходящая через дроссельную заслонку порция смеси должна подходить к впускным каналам всех цилиндров за одинаковое время. Возможные схемы расположения впускных трубопроводов показаны на рис. 3.1.

На рис.3.1 а, показана наиболее распространенная схема, при использовании которой в цилиндры 2 и 3 поступает более обогащенная смесь, что особенно характерно при работе двигателя на частичных нагрузках. Это обусловлено тем, что при недостаточно высокой скорости воздушного потока на внутренних стенках впускного коллектора за карбюратором образуется пленка

топлива. Эта пленка, особенно при низкой температуре окружающей среды, не всегда успевает испариться и достигает впускных каналов в головке цилиндров, - в первую очередь тех, расстояние до которых короче.

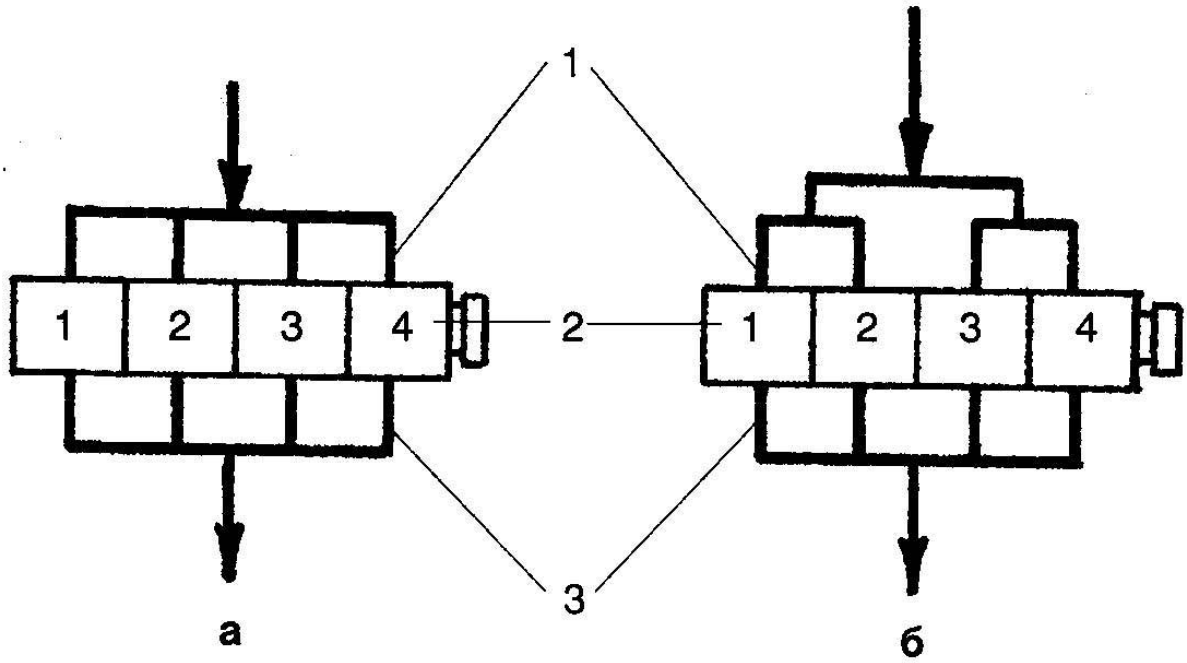


**Рис. 3.1. Схема впускного коллектора: а - с пространственной симметрией; б - с пространственно-временной симметрией: 1 - впускной коллектор; 2 - блок цилиндров двигателя; 3 - выпускной коллектор**

Однако и в случае впускного коллектора с пространственно-временной симметрией (рис. 3.1, б) поступающая в цилиндры двигателя горючая смесь при работе на частичных нагрузках также может существенно отличаться по составу. Причина этого явления в том, что при частичном открытии дроссельной заслонки происходит отклонение потока горючей смеси от прямолинейного движения. В результате такого отклонения наиболее обогащенная смесь поступает в те цилиндры, в сторону которых поток отклоняется.

Уменьшить влияние положения дроссельной заслонки на распределение смеси по цилиндрам позволяют предварительный подогрев смеси от стенок впускного тракта и изменение направления потока топливо-воздушной смеси.

Подогрев стенок ускоряет процесс испарения бензина и способствует образованию смеси более равномерного состава. Обычно подогрев стенок впускного тракта осуществляется или жидкостью системы охлаждения двигателя, или за счет теплоты выпускного коллектора, когда системы впуска и выпуска располагаются с одной стороны блока цилиндров.

Изменение направления воздушного потока для обеспечения более равномерного состава смеси на впуске в цилиндры использовалось, в частности,

на 4-цилиндровых бензиновых двигателях M40, устанавливавшихся на автомобили BMW 316i и 318i до августа 1993 г. После воздушной заслонки воздух поступал в центральную часть впускного коллектора, расположенного над клапанными форсунками (инжекторами), откуда распределялся по цилиндрам через впускные патрубки определенной длины, изменявшими направление воздушного потока на 180°.

И все же внутреннее сопротивление и трение о стенки движущегося потока воздуха - это только один, хотя и немаловажный, аспект при рассмотрении впускного тракта. Для улучшения коэффициента наполнения $\eta_v$ намного важнее использовать возникающие во впускной системе волновые явления. Эти волновые явления возникают во впускных трубопроводах в результате цикличного поступления воздуха в цилиндры двигателя. Когда впускная система является общей для нескольких цилиндров, то волновые явления во впускном патрубке одного цилиндра сказываются на колебательных процессах в патрубках остальных цилиндров. И чем больше цилиндров объединяет одна впускная система, тем труднее выполнить ее настройку, в том числе и по причине ограниченности объема моторного отсека.

Конструкция эффективной впускной системы часто является результатом сложных расчетов волновой системы, которые непременно должны проверяться экспериментально. Крайне важной для характеристики мощности и крутящего момента оказывается длина впускного (волнового) трубопровода. Принципиальным при этом является то, что короткие впускные трубопроводы смещают максимум наполнения, характеризуемый коэффициентом наполнения $\eta_v$, в область высоких частот вращения КВ, а длинные впускные трубопроводы обеспечивают хорошее наполнение и соответственно высокий крутящий момент при низких частотах. С учетом этого двигатели гоночных автомобилей, рассчитанные на максимальную мощность, снабжаются, как правило, относительно короткими впускными трубопроводами. Двигателям грузовых автомобилей, которые должны развивать хорошую силу тяги при низкой частоте вращения КВ, требуются волновые трубопроводы большей длины. При этом длинные трубопроводы улучшают наполнение цилиндров в области низкой частоты вращения, однако при увеличении частоты вращения КВ кривая мощности становится более пологой (рост мощности замедляется), а крутящий момент может сильно снизиться. Таким образом, при жестких, нерегулируемых впускных трубопроводах имеет место обычная альтернатива: или хороший крутящий момент в диапазоне низких частот вращения и пониженная номинальная мощность, или высокая номинальная мощность и уменьшенная сила тяги при низких частотах вращения КВ.

В некоторых случаях впускные волновые трубопроводы, расположенные перед впускными клапанами, берут свое начало из общего впускного коллектора, где они имеют форму направляющего патрубка. Например, V-образный 8-цилиндровый двигатель фирмы Chevrolet, подвергнутый тюнингу фирмой Marcos, имеет отдельную впускную систему для каждого блока цилиндров. Волновые трубопроводы сравнительно длинные и берут начало из соответствующих общих впускных коллекторов, расположенных над блоками цилиндров. Поступление воздуха во впускные коллекторы осуществляется по трубопроводам, заборники которых расположены по обе стороны радиатора системы охлаждения. Это позволяет улучшить наполнение цилиндров двигателя за счет скоростного напора ветра, возникающего при большой скорости движения автомобиля.

Иногда волновым впускным трубопроводам придается коническая форма (на пути от коллектора к цилиндру поперечное сечение впускного трубопровода уменьшается), благодаря чему по мере приближения воздушного потока к впускным клапанам происходит его ускорение. Такая конструкция впускного тракта реализована, в частности, у 4-цилиндрового 16-клапанного двигателя фирмы Opel (Manta 400 2.4E-4V).

Исходя из сказанного выше, в двигателях гоночных автомобилей, как правило, отказываются от взаимного влияния волновых процессов, возникающих при наполнении цилиндров, и впускной патрубок каждого цилиндра настраивают индивидуально. При этом заборник впускного трубопровода, имеющего необходимую для получения желаемой характеристики мощности длину, начинается в направляющем воздушный поток коробе, расположенном снаружи автомобиля, или же в настолько большом коллекторе, расположенном в моторном отсеке, в котором цикличность работы цилиндров не может вызвать колебаний воздушного потока. Таким образом, короткая длина впускных волновых трубопроводов гоночных двигателей свидетельствует о настройке этих двигателей на максимальную мощность. Наглядными примерами использования подобных конструктивных решений в гоночных автомобилях являются двигатели Ford Cosworth V8 и оппозитный Ferrari 12, имеющие рабочий объем 3 л.

У двигателей легковых автомобилей в зависимости от того, сколько цилиндров объединяет один впускной коллектор, в результате наложения колебаний газа возникают различные перепады давления. Последние, в свою очередь, обусловливают существенно отличающиеся характеристики крутящего момента у различных конструкций двигателей. Например, 3-цилиндровые двигатели с общим впускным коллектором имеют очень ранний и высокий максимум крутящего момента, который при возрастании частоты вращения КВ резко падает. Это указывает на то, что при низкой частоте вращения

наполнение цилиндров очень хорошее, тогда как при высокой, наоборот, неудовлетворительное. 4-цилиндровые двигатели имеют более широкий диапазон частоты вращения КВ, в котором сохраняется большое значение крутящего момента. Момент рано начинает расти, но достигает своего максимума большей частью уже после некоторого промежуточного пика при повышенной частоте вращения. 6-цилиндровые двигатели имеют слабый рост крутящего момента, выразительный максимум которого достигается лишь при высокой частоте вращения КВ. 5-цилиндровые двигатели по характеристике крутящего момента занимают промежуточное положение между 4- и 6-цилиндровыми двигателями.

Из сказанного можно сделать вывод, что идеальным для автомобильного двигателя был бы впускной трубопровод переменной длины, который позволяет развивать повышенную мощность при высокой частоте вращения КВ (длина трубопровода минимальная) и максимальный крутящий момент в диапазоне низких и средних частот вращения (длина трубопровода увеличенная). Т.е. требуются впускные трубопроводы, которые имели бы оптимальную длину при любой частоте вращения КВ двигателя. Тогда аналогично тромбону можно было бы вдвигать трубы одна в другую, с тем чтобы бесступенчато изменять длину волнового трубопровода от впускного клапана до впускного коллектора. В качестве примера на рис. 3.2 и рис. 3.3 показаны схемы систем впуска с регулируемой длиной волновых трубопроводов для 6-цилиндровых двигателей с различным расположением цилиндров.

В приведенных схемах один резонатор объединяет группу из трех цилиндров, вспышки в которых следуют равномерно через 240° ПКВ. Длина и площадь поперечного сечения впускных патрубков, берущих начало ^из резонаторов, обычно принимаются такими же, как и в штатной системе впуска. Для уменьшения сопротивления на впуске начальная часть впускных патрубков выполняется в форме раструба.

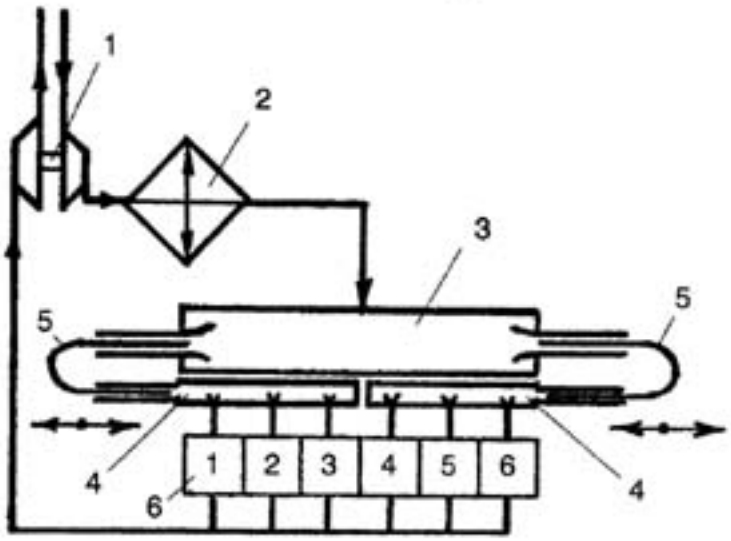


**Рис. 3.2. Схема системы впуска одноблочного дизельного двигателя с волновым наддувом: 1 - турбокомпрессор; 2 - холодильник наддувочного воздуха; 3-ресивер; 4-резонатор; 5 - телескопическое колено волнового трубопровода; 6 - блок цилиндров двигателя**

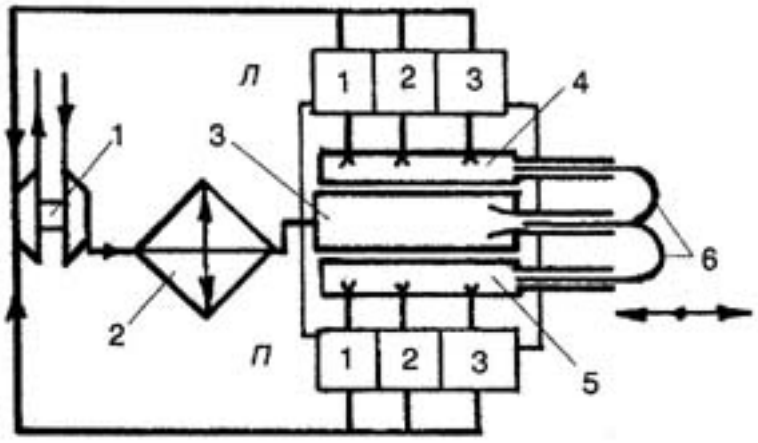


**Рис. 3.3. Схема системы впуска двухблочного дизельного двигателя с волновым наддувом: 1 - турбокомпрессор; 2 - холодильник наддувочного воздуха; 3-ресивер; 4 - резонатор левого (Л) блока цилиндров; 5-резонатор правого (П) блока цилиндров; 6 - телескопические колена волновых трубопроводов**

Площадь сечения резонансного трубопровода стремятся задать такой, чтобы при допустимой длине трубопровода (с точки зрения габаритных размеров) он обеспечивал приемлемые гидравлические потери. Наиболее существенное влияние на настройку волновой системы оказывают объем резонатора и длина резонансного трубопровода. При этом в зависимости от частоты настройки

чувствительность системы на изменение длины резонансного трубопровода в 1,5 - 2,0 раза выше, чем на изменение объема резонатора. По этой причине целесообразно выполнить резонатор в виде части штатного впускного коллектора.

Однако в реальных эксплуатационных условиях реализовать такие постоянно регулируемые впускные системы для автомобильных двигателей достаточно трудно не только с точки зрения затрат, но и сложности исполнительного механизма, а также его срока службы. Поэтому на практике реализуются более простые системы с перепуском части наддувочного воздуха на вход турбины, а также двухступенчатые впускные трубопроводы с различной длиной или соответственно с неодинаковыми поперечными сечениями. Какую из этих форм впускного трубопровода выбрать, зависит не только от конструкции соответствующего двигателя, но и от количества его цилиндров. Количество цилиндров играет здесь важную роль, так как оно определяет форму волны и силу пульсаций во впускной системе.

В качестве примера на рис. 3.4 показана схема волнового наддува, при реализации которой энергия, необходимая для регулирования расхода наддувочного воздуха через турбину, создается в результате пульсаций газа на впуске и выпуске. Использование такой схемы наддува позволяет улучшить приёмистость автомобильного двигателя.

Длина и объем резонаторов 5 подбираются с учетом характерных режимов работы двигателя. При выходе двигателя на режим номинальной мощности возвратные клапаны 7 автоматически закрываются.

Хороший крутящий момент можно получить, если возникающие при закрытии впускных клапанов ударные волны или пульсации потока использовать для дозарядки других цилиндров. Чем больше цилиндров (ударных волн) объединяет один впускной коллектор, тем незначительнее эффект дозарядки, так как пульсации в коллекторе взаимно выравниваются. Наиболее эффективно такая система функционирует у 3-цилиндрового двигателя, так как здесь одновременно с закрытием одного впускного клапана начинает открываться другой.

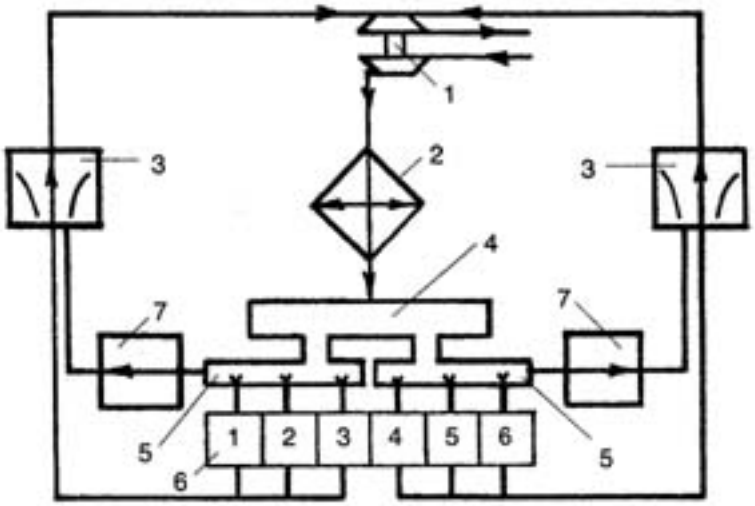


**Рис. 3.4. Схема системы впуска с волновым наддувом и перепуском наддувочного воздуха: 1 - турбокомпрессор; 2 - холодильник наддувочного воздуха; 3-эжектор; 4-ресивер; 5-резонатор; 6 - блок цилиндров двигателя; 7 - возвратный клапан**

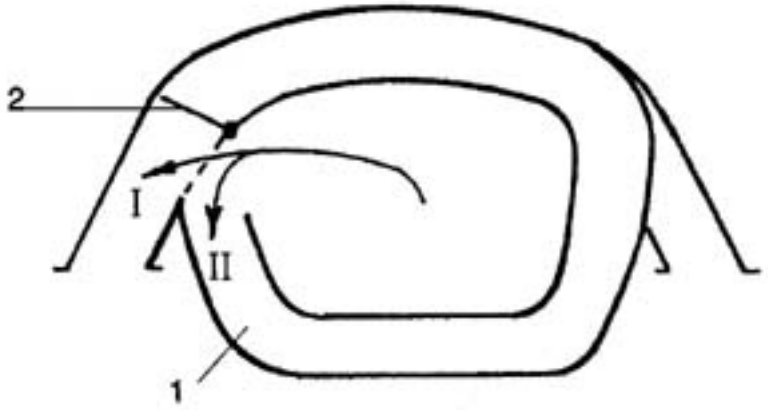


**Рис. 3.5. Схема коллектора с переключаемой длиной трубопроводов для V-образного двигателя: 1 - впускной коллектор; 2 - заслонка переключения длины впускных трубопроводов; I - короткий трубопровод; II - длинный трубопровод**

Так как характеристика, а также максимальное значение крутящего момента зависят в первую очередь от колебательных процессов во впускном трубопроводе, то определение его размеров и особенно эффективной длины приобретает большое значение. В качестве эффективной длины, которая оказывает влияние на колебания потока воздуха, считается размер впускного трубопровода от воздушного коллектора до клапана в головке цилиндров. Диаметр впускного трубопровода на пути к впускным клапанам должен

постоянно уменьшаться (коническая форма трубопровода), что придает воздушному потоку ускорение. Длина и поперечное сечение впускного трубопровода зависят, во-первых, от объема отдельного цилиндра, и, во-вторых, от желаемой характеристики мощности. Непреложным при этом является следующее: чем меньше объем цилиндра, тем меньше объем впускного трубопровода, а следовательно, его длина и поперечное сечение.

Современные впускные системы часто являются сложными, дорогостоящими конструкциями. Впускные трубопроводы двигателя V6 фирмы Audi имеют переключаемую с помощью заслонок длину и неодинаковые поперечные сечения [2]. Схема такого впускного коллектора показана на рис. 3.5.

Воздух после воздушного фильтра поступает в центральную часть впускного коллектора. При положении заслонок 2, обозначенном пунктирной линией, действуют длинные впускные трубопроводы II протяженностью около 780 мм и поперечным сечением примерно 800 мм$^2$, которые обеспечивает высокий крутящий момент в зоне низкой частоты вращения КВ. При частоте 4000 1/мин заслонки 2 перекрывают сечение длинных трубопроводов (на схеме соответствующее положение заслонки показано основной линией). Теперь короткий трубопровод I (длина около 380 мм и поперечное сечение примерно 1200 мм$^2$) позволяет создать высокую максимальную мощность. Важным является то, заслонка располагается в месте, где обе кривые воздушных потоков пересекаются. В противном случае при переключении трубопроводов возникает разрыв потока, что при движении автомобиля ощущается как толчок. Аналогичными переключаемыми впускными трубопроводами оснащаются и V-образные 6-цилиндровые бензиновые двигатели, устанавливаемые на некоторые автомобили класса E фирмы Mercedes.

Более простое по конструкции, но достаточно эффективное решение используется на некоторых рядных 6-цилиндровых двигателях. Во впускном коллекторе этих двигателей установлена разделительная заслонка, которая при низкой частоте вращения КВ закрывается и делит коллектор на 2 части. При этом каждая часть впускной системы 6-цилиндрового двигателя обслуживает всего 3 цилиндра, в результате чего возникает волновой эффект, имеющий место в 3-цилиндровом двигателе. Таким образом, благодаря возникающему резонансному наддуву, при закрытой разделительной заслонке обеспечивается увеличение крутящего момента. Примерная схема такой системы показана на рис. 3.6.

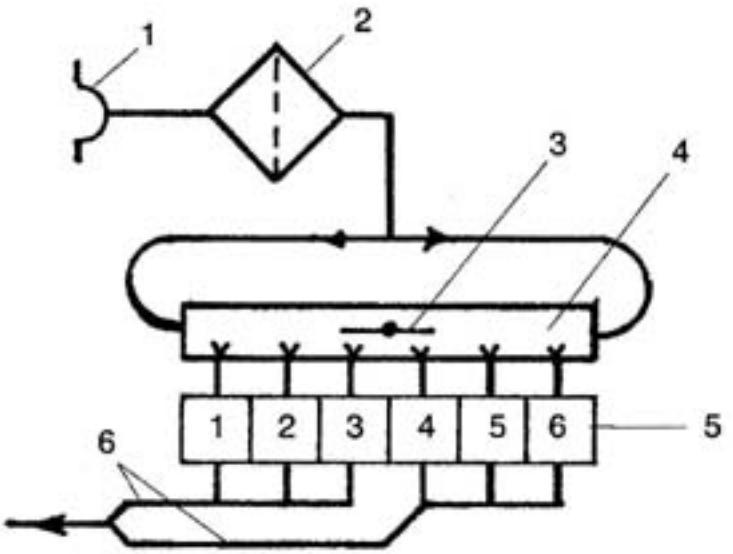


**Рис. 3.6. Схема системы впуска сразделяемым впускным коллектором: 1 - воздухозаборник; 2 -воздушный фильтр; 3 - разделительная заслонка; 4 - впускной коллектор; 5 - блок цилиндров двигателя; 6 - выпускные коллекторы**

Управление разделительной заслонкой может осуществляться как электромагнитным клапаном по сигналу блока управления (двигатели Omega 3000 и Senator фирмы Opel, двигатели автомобилей 280E и 320E фирмы Mercedes), так и исполнительным механизмом, срабатывающим в зависимости от разрежения во впускном коллекторе (двигатель M5 фирмы BMW).

Практически у всех названных двигателей начиная с частоты вращения примерно 4000 1/мин разделительная заслонка открывается, и в результате этого форма волн изменяется так, что достигается высокая мощность. В зависимости от конструкции и настройки впускной системы можно получить дальнейшее увеличение мощности, если при очень высокой частоте вращения, начиная с 6000 1/мин, заслонку снова закрыть. Подобная система одинаково эффективна на двигателях как с двумя, так и четырьмя клапанами на цилиндр.

# 4. ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Выявить резервы форсирования двигателя можно с привлечением формулы для расчета эффективной мощности, кВт:

$P_e = p_{me} V_s i \quad n/(30\tau)$,

где $p_{me}$ - среднее эффективное давление, МПа; $V_s$ - рабочий объем цилиндра, дм3; $i$ - количество цилиндров двигателя; $n$ - частота вращения КВ, 1/мин; $\tau$ - тактность двигателя (для 2-тактных двигателей $\tau$ = 2, а для 4-тактных $\tau$ =4).

Принимая во внимание то обстоятельство, что современные автомобильные двигатели являются высокооборотными, можно утверждать, что дальнейшее форсирование их путем повышения частоты вращения КВ является мало перспективным. Оснований для такого вывода несколько. Во-первых, при возрастании $n$ неизбежно повышаются потери на трение в подшипниках и в сопряжении поршней с цилиндровыми втулками, растут потери на осуществление насосных ходов и т.п., что ведет к уменьшению механического КПД $\eta_m$ и снижению экономичности двигателя. Во-вторых, это ведет к уменьшению ресурса двигателя. Поэтому данный способ форсирования находит применение лишь на двигателях спортивных автомобилей, предназначенных для установления рекордов скорости и не претендующих на долговечность.

Из приведенной формулы видно, что повысить мощность можно также как за счет увеличения рабочего объема цилиндра путем изменения диаметра и хода поршня, так и за счет увеличения количества цилиндров. Увеличение количества цилиндров неизбежно связано с ростом габаритных размеров двигателя, что не всегда приемлемо из-за ограниченного пространства моторного отсека автомобиля. Увеличение хода поршня может быть осуществлено как путем замены КВ на новый, так и путем эксцентричнного обтачивания, например, шатунных шеек на уменьшенный диаметр. Немаловажным здесь является и то обстоятельство, что замена КВ на новый, с увеличенным радиусом вращения кривошипа, сопровождается некоторым увеличением массы двигателя.

Поскольку $V_s = \pi D^2 S / 4$, то очевидно, что увеличение диаметра цилиндра *D* оказывает на повышение мощности большее влияние, чем такое же увеличение хода поршня *S*. Если принять во внимание, что многие автомобильные двигатели имеют резерв для увеличения диаметра поршня без изменения внешних габаритов блока цилиндров, т.е. за счет расточки цилиндровых втулок под поршни увеличенного диаметра, то этот путь для тюнинга двигателя выглядит достаточно привлекательным.

Наконец, повысить мощность двигателя можно за счет увеличения среднего эффективного давления. Наиболее действенным способом увеличения $p_{me}$ является наддув. При наддуве улучшается наполнение цилиндров свежим зарядом, что позволяет сжигать в цилиндрах большее количество топлива и получать за счет этого более высокую агрегатную мощность двигателя.

## *4.1. Увеличение рабочего объема двигателя*

Рассмотрим некоторые результаты увеличения рабочего объема двигателя, устанавливаемого на наиболее популярные модели автомобилей ВАЗ.

Увеличение хода поршня с 71 мм до 74,8 мм путем замены КВ на новый, с противовесами на всех щеках, и доработка клиновидной камеры сгорания двигателя ВАЗ-21083 позволяют увеличить его рабочий объем с 1500 см3 до 1600 см3. Заметим, что наличие противовесов на всех щеках КВ позволяет разгрузить коренные подшипники двигателя от действия центробежных сил инерции неуравновешенных вращающихся масс и тем самым увеличить их срок службы. Чтобы сохранить неизменной степень сжатия, имеющийся комплект поршней или дорабатывается или заменяется на новый. Одновременно несколько увеличивается объем камеры сгорания в головке цилиндров. При доработке днище поршней обтачивается, в результате чего высота головки поршня уменьшается на 1,5 мм. Утопание поршней при положении их в ВМТ относительно торца блока цилиндров не должно превышать 0,1 мм.

При увеличении частоты вращения КВ с 5550 1/мин до 5800 1/мин мощность двигателя возрастает с 52,3 кВт (71 л.с.) до 62,6 кВт (85 л.с.). Максимальный крутящий момент двигателя в диапазоне средних и низких частот вращения КВ увеличивается на 10%. В результате выполненного тюнинга коэффициент приспособляемости уменьшается с значения $k$ =1,18 до $k$ =1,15. Полученные результаты достигаются при соответствующей настройке и регулировке систем питания и зажигания двигателя. У двигателя с системой впрыскивания производится, кроме того, замена программы управления.

Для придания двигателю ВАЗ-21083 "спортивного характера", при котором сохраняются названные выше преимущества в диапазоне средних и низких частот вращения КВ, а мощность повышается до 69,9 кВт (95 л.с.) при 6200 1/мин с сохранением "эластичности" во всем диапазоне нагрузок - настройка "спорт", в дополнение к уже перечисленным мероприятиям производятся следующие работы:

- имеющиеся поршни заменяются на "спортивные", изготовленные методом ковки, с эксцентричным расположением отверстия под поршневой палец;

- стандартный распределительный вал заменяется на новый, обеспечивающий ход клапанов 10,26 мм;
- клапаны регулируются на новую базу распределительного вала; для тонкой настройки фаз газораспределения на распределительный вал устанавливается разрезная шестерня, зубчатый венец которой можно перемещать относительно ступицы;
- впускные и выпускные каналы головки цилиндров спрямляются и увеличиваются в сечении, после чего подвергаются полированию;
- контуры фланцев впускных и выпускных каналов в головке цилиндров и обоих коллекторов обрабатываются по шаблону, после чего их центрирование производится посредством штифтов;
- для улучшения теплоотвода от клапанов их чугунные направляющие в головке цилиндров заменяются на бронзовые;
- для уменьшения сопротивления на впуске-выпуске радиус перехода от стержня клапана к его головке уменьшается.

Тюнинг двигателя ВАЗ-21083 в указанном объеме еще не позволяет раскрыть полностью его имеющийся потенциал. При наличии системы впрыскивания мощность двигателя может быть доведена до 81 кВт (110 л.с.) - настройка "супер". Справедливости ради следует отметить, что при этом не удается сохранить "эластичность" работы двигателя во всем диапазоне нагрузок - до частоты вращения 2500 1/мин наблюдаются "провалы". Однако, такой двигатель может доставить настоящее удовольствие любителям спортивной езды.

Для получения указанной мощности тюнинг двигателя включает следующие дополнительные мероприятия:

- установка впускного коллектора объемом 3 л;
- стандартный распределительный вал заменяется на новый, обеспечивающий ход клапанов 11,2 мм.

При выполнении всех видов названных выше мероприятий удается устранить ряд недостатков, заложенных в двигатель на стадии производства, и при сохранении его ресурса и ремонтопригодности существенно увеличить мощность за счет внесения конструктивных изменений, разработанных для двигателей спортивных автомобилей.

## *4.2. Применение наддува*

Мощность двигателя с наддувом в значительной мере пропорциональна давлению наддува. Это позволяет ориентировочно оценить значение мощности, получаемое при наддуве двигателя, по формуле:

$P_{ek} = P_e \cdot (p_{ka} / p_0)$,

где $P_{ek}$ - мощность двигателя с наддувом; $P_e$ - мощность двигателя без наддува; $p_{ka}$ - абсолютное давление наддува; $p_0$ - атмосферное давление.

Применение наддува влечет за собой увеличение и тепловой нагрузки на детали двигателя. Решение этой проблемы может быть достигнуто, например, путем охлаждения поршней маслом через специальные форсунки со стороны картера, а также установкой жаростойких клапанов. Система охлаждения также должна быть рассчитана на отвод большего количества теплоты. Это достигается установкой радиатора большего размера, а у двигателей с воздушным охлаждением - увеличением количества охлаждающего цилиндры воздуха. В зависимости от уровня форсирования двигателя может потребоваться и эффективное охлаждение смазочного масла.

Следует иметь в виду, что при отсутствии наддува мощность наддуваемого бензинового двигателя, как правило, ниже, чем у двигателя без наддува, который не предназначается для наддува. Основная причина здесь в том, что у двигателя с наддувом для предотвращения детонационного сгорания геометрическую степень сжатия несколько уменьшают.

Вопрос о правильном выборе степени сжатия для двигателя с наддувом имеет очень важное значение, особенно для бензиновых двигателей. В этой связи необходимо различать степень сжатия геометрическую $\varepsilon$ и степень сжатия эффективную $\varepsilon_e$.

Для пояснения здесь следует вспомнить формулу для определения геометрической степени сжатия, которая имеет вид

$\varepsilon = (V_s + V_c) / V_c$,

где $V_s$ - рабочий объем цилиндра; $V_c$ - объем камеры сгорания. Т.е. геометрическая степень сжатия (далее - степень сжатия) представляет собой отношение полного объема над поршнем (при положении поршня в НМТ) к объему над поршнем при положении его в ВМТ.

В современных автомобильных двигателях стремятся иметь значение степени сжатия максимально возможным, так как при этом достигаются наиболее высокие значения мощности и крутящего момента, а удельный эффективный расход топлива будет меньше. И все же верхнее значение $\varepsilon$ не может быть безгранично высоким.

В бензиновых двигателях значение $\varepsilon$ ограничивают из условия недопустимости возникновения детонационного сгорания. Удовлетворяющую этому условию границу называют границей детонации. Граница детонации зависит не только от значения $\varepsilon$, но и от других конструктивных параметров

двигателя (например, от формы камеры сгорания, количества свечей зажигания на один цилиндр и т.п.), а также качества используемого топлива.

В дизельных двигателях в связи с особенностями процесса смесеобразования (в цилиндре сжимается чистый воздух, а не готовая к сгоранию смесь) проблема возникновения детонационного сгорания отсутствует. Здесь необходимо избегать пониженных значений степени сжатия, с тем чтобы и при неблагоприятных условиях (например, при очень низкой температуре окружающей среды) обеспечить надежное самовоспламенение смеси в цилиндре. Поэтому легковые автомобили оснащаются дизельными двигателями со степенью сжатия от 19 до 23. При этом более высокие значения $\varepsilon$ назначаются в двигателях с предкамерным и вихрекамерным смесеобразованием, где поверхность камеры сгорания увеличенная. Большие значения е являются основной причиной высокой экономичности дизельных двигателей. Дальнейшее увеличение $\varepsilon$ не дает существенного выигрыша в экономичности, но требует более жесткой конструкции основных деталей двигателя, а следовательно, увеличения его металлоемкости, что для автомобильного двигателя крайне нежелательно.

Степень сжатия автомобильных дизельных двигателей с наддувом оставляют практически такой же, как и в двигателях без наддува. При возникновении значительной тепловой нагрузки на поршни проблема решается, например, путем опрыскивания днища поршней моторным маслом через специальные форсунки со стороны картера.

Степень сжатия бензиновых двигателей без наддува при используемом в центральной Европе топливе составляет от 7 до 11. Для нижней границы этого диапазона применяется бензин А-76, тогда как для верхней требуется бензин Super с октановым числом, определенным по исследовательскому методу, не менее 98 единиц (соответствует АИ-98).

В бензиновых двигателях за счет настройки систем впуска и выпуска даже при отсутствии наддува давление конца сжатия в цилиндре может превышать давление, обеспечиваемое только за счет геометрической степени сжатия. А в случае применения наддува уровень давления, при котором осуществляется рабочий цикл, становится выше, поэтому, если не принять специальных мер, легко может быть достигнута и даже превышена граница детонации.

Между геометрической и эффективной степенью сжатия, действительно имеющейся в двигателе, часто возникает значительная разница. Определить значение эффективной степени сжатия приближенно можно по формуле

$$\varepsilon_e = \varepsilon(p_{ka} / p_0)^{1/k}$$

где $k$ - показатель адиабаты (численное значение равно 1,41). Формула дает удовлетворительные результаты при допущении, что температура в конце

процесса сжатия у двигателя с наддувом и без наддува одинаковая. Очевидно, что для обеспечения бездетонационного сгорания при увеличении наддува геометрическую степень сжатия необходимо уменьшать. Например, если двигатель без наддува имеет степень сжатия 10, то в случае наддува его при давлении $p_{ka}$ = 1,3 бар следует геометрическую степень сжатия уменьшить до 8,3, а в случае наддува при давлении $p_{ka}$ = 1,8 бар - до относительно низкого значения 6,6.

Важным фактором, позволяющим повысить степень сжатия без риска возникновения детонационного сгорания, является охлаждение наддувочного воздуха. Например, если двигатель с наддувом и без холодильника наддувочного воздуха уже при степени сжатия 8 работает близко к границе детонации, то при оснащении его эффективным холодильником степень сжатия удается повысить до 9.

### 4.2.1. Особенности тюнинга посредством наддува

Различают 2 вида тюнинга двигателя посредством наддува. Первый, сравнительно простой вид, заключается в увеличении мощности имеющегося двигателя с наддувом. Второй, более сложный вид, состоит в наддуве двигателя, проектировавшегося первоначально для работы без наддува.

В первом случае можно повысить мощность относительно просто за счет увеличения давления наддува. Используемые для этого приемы будут рассмотрены ниже. Определяющим критерием здесь является прирост мощности двигателя примерно на 10 % при увеличении наддува на 0,1 бар. Но подходить к этому следует, конечно, достаточно осторожно. Без проведения дополнительных мероприятий нельзя рекомендовать повышение давления наддува двигателя более, чем на 0,1 бар. Это связано с возможностью возникновения детонации и перегрузок деталей кривошипно-шатунного механизма. Однако давление наддува можно увеличить, например, и на 0,2 бар, если дополнительно установить холодильник наддувочного воздуха или заменить уже имеющийся холодильник на холодильник большего размера, соответственно увеличив его пропускную способность. При форсировании двигателя за счет наддува возрастает тепловая нагрузка на детали цилиндро-поршневой группы и механическая нагрузка на трансмиссию. Поэтому, если не предпринять меры по более эффективному охлаждению наддувочного воздуха и усилению трансмиссии, то даже достаточно мощные двигатели можно форсировать лишь незначительно. Не рекомендуется эксплуатировать такие двигатели длительное время с полной нагрузкой.

Второй вид тюнинга, то есть последующее оснащение наддувом безнаддувного двигателя, предъявляет значительные требования к специальным знаниям, а также техническим решениям, которые практически может реализовать занимающаяся тюнингом фирма. Трудность заключается не только в том, что не всегда просто выбрать и настроить турбокомпрессор. Помимо этого необходимо конструировать некоторые детали заново или же изменить их конструкцию. И чем больше должна быть мощность двигателя, тем выше, в принципе, затраты на проведение работ. В непосредственном окружении двигателя подвергаются изменениям или заново проектируются и изготавливаются следующие узлы и системы:

- передача силового потока от двигателя к трансмиссии (сцепление);
- система выпуска отработавших газов;
- впускной тракт системы питания, включая приготовление горючей смеси;
- системы охлаждения и смазки;
- система зажигания, включая свечи зажигания.

При наддуве двигателя, который первоначально не предназначался для наддува, часто необходимо уменьшить его геометрическую степень сжатия $\varepsilon$. Уменьшение е возможно за счет применения поршней с уменьшенной высотой от оси поршневого пальца до днища, за счет более толстой уплотнительной прокладки головки цилиндров, а также за счет увеличения объема камеры сгорания непосредственно в самой головке цилиндров. Прочие мероприятия, например, охлаждение днища поршня путем опрыскивания его маслом из специальной форсунки со стороны картера или усиление поршневых пальцев из-за возрастающих затрат на реконструкцию проводятся очень редко. Часто, чтобы затраты на тюнинг двигателя не превысили определенного значения, отказываются даже от уменьшения степени сжатия. В этом случае для бензиновых двигателей необходимо угол опережения зажигания и давление наддува согласовать с высокой степенью сжатия. При значительном повышении мощности двигателя за счет наддува могут потребоваться значительные изменения ходовой части, тормозной системы и трансмиссии (передаточных отношений коробки передач и главной передачи. Ориентировочно за верхнюю границу абсолютного давления наддува в зависимости от назначения двигателя можно принять следующие значения:

| | |
|---|---|
| серийные автомобили для обычных дорог | $p_{ka}$ = 1,4...1,8 бар; |
| автомобили спортивные и для ралли | $p_{ka}$ = 1,8...2,5 бар; |
| автомобили Формулы-1 и для установления рекордов | $p_{ka}$ = 2,8...3,4 бар. |

В серийных автомобилях имеет место тенденция к установке двигателей с высокой степенью сжатия и невысоким давлением турбо-наддува, тогда как в гоночных автомобилях за счет различных дополнительных мероприятий, например, впрыскивания воды, стремятся к все более высоким давлениям наддува.

### 4.2.2. Способы наддува двигателя

В современном автомобилестроении наддув двигателей выполняется различными способами, для реализации которых применяют основанные на разных принципах действия нагнетатели и турбокомпрессоры. Исторически сложилось так, что термин "нагнетатель" применяется, в основном, к устройствам сжатия воздуха, имеющим механический привод от коленчатого вала двигателя.

Наддув двигателя с помощью нагнетателей, имеющих механический привод от коленчатого вала, известен с 30-х годов. В настоящее время наиболее известны конструкции механических нагнетателей Roots, Sprintex (со спиральными лопастями), Zoller, Wankel. Справедливости ради следует сказать, что нагнетатели фирмы Wankel и Zoller (шиберные или пластинчатые) так и не вышли из стадии опытной разработки.

Более сложным технологически в изготовлении является **нагнетатель серии G**, получивший свое название из-за формы спиралей, напоминающей эту букву. Идея такого нагнетателя была известна еще в начале XX века, но впервые была реализована фирмой Volkswagen в 1985 г. Нагнетателем G40 фирма VW оснащала двигатели автомобилей Polo вплоть до 1994 г. При рабочем объеме двигателя 1,3л применение наддува позволило получить мощность 83,2 кВт (113 л.с.). С 1988 г. фирма комплектовала некоторые двигатели автомобилей Corrado и Passat нагнетателем повышенной производительности G60, в результате чего при рабочем объеме двигателя 1,8 л он развивал мощность 117,8 кВт (160 л.с.). Цифра в маркировке нагнетателей серии G означает ширину их спиралей. При частоте вращения ротора 10200 1/мин нагнетатель серии G способен создать избыточное давление до 0,72 бар. При параметрах нагнетателя, обеспечивающих наибольшее значение максимального крутящего момента, заслонка перепускного трубопровода во время работы бензинового двигателя на номинальной мощности должна приоткрываться, чтобы избежать переобеднения смеси.

Общий существенный недостаток, присущий всем нагнетателям с механическим приводом от КВ, - это необходимость затрат на их привод части мощности, развиваемой двигателем. По этой причине при одинаковом давлении

наддува двигатель с нагнетателем несколько проигрывает в экономичности двигателю с турбокомпрессором.

Главные преимущества нагнетателей с механическим приводом от КВ заключаются в том, что при воздействии на педаль акселератора их производительность практически мгновенно изменяется. Это позволяет обеспечивать быструю ответную реакцию двигателя на изменение нагрузки и его высокую приёмистость. Кроме того, двигатель с таким нагнетателем характеризуется более крутой кривой зависимости мощности от частоты вращения КВ и отличается достаточно большим крутящим моментом при пониженной частоте вращения.

Именно благодаря названным преимуществам эти нагнетатели достаточно широко применяются при тюнинге двигателей автомобилей, к динамическим качествам которых предъявляются повышенные требования. Последнее наглядно продемонстрировано на международной автомобильной выставке во Франкфурте в сентябре 1999г., где представили свою продукцию три десятка европейских тюнинговых фирм. Так фирма Lorinser показала автомобили Mercedes с V-образными 8-цилиндровыми бензиновыми двигателями, оборудованными системой впрыскивания с измерителем массового расхода воздуха и нагнетателем с механическим приводом. Благодаря наддуву мощность базового двигателя E430 была увеличена на 24% и составила 255,4 кВт (347 л.с.). Максимальный крутящий момент возрос на 27,5% и достиг значения 510 Нм. Форсирование аналогичным способом базового двигателя E 50 AMG позволило увеличить мощность и максимальный крутящий момент примерно на 17%, в результате чего эти показатели достигли значений соответственно 305,4 кВт (415 л.с.) и 620 Нм.

В нагнетателях, названных выше, сжатие воздуха и вытеснение его во впускной коллектор двигателя происходит благодаря уменьшению объема полости, заключенной между рабочими элементами нагнетателя. То есть имеет место механическое сжатие свежего заряда (отсюда, вероятнее всего, и возник термин "механический" нагнетатель). В волновом нагнетателе Comprex фирмы Asea-Brown-Boweri объем аксиально расположенных полостей в роторе не изменяется. По конструкции ротор, имеющий механический привод от КВ, напоминает барабан револьвера. При вращении ротора торец полости с заполнившим ее свежим воздухом подходит к отверстию, через которое в эту полость начинают поступать отработавшие газы. В результате взаимодействия горячих ОГ с холодным воздухом образуется волна давления. Фронт этой волны сжимает воздух и при подходе торца полости к отверстию впускного коллектора происходит вытеснение воздуха в коллектор. Так как ротор продолжает вращаться, то торец полости ротора уходит от отверстия впускного коллектора, и ОГ не успевают проникнуть туда вслед за сжатым воздухом. Выпуск ОГ

происходит уже в отверстие выпускного трубопровода, после чего в полости ротора создается разрежение, способствующее наполнению полости свежим воздухом при перемещении торца ротора к отверстию впускного трубопровода. Далее этот процесс при вращении ротора повторяется в каждой его полости. Волновой нагнетатель уже достаточно хорошо себя зарекомендовал и успешно применяется некоторыми автомобильными фирмами. В частности, японская фирма Mazda использует его на одном из своих серийных двигателей.

Сравнение приёмистости механического и волнового нагнетателей показывает, что оба они достаточно быстро реагируют на изменение положения педали акселератора, обеспечивая требуемое давление наддува за считанные доли секунды. Тем не менее, механический нагнетатель делает это несколько быстрее.

Реакция турбокомпрессора (ТК) на изменение положения педали акселератора более замедленная. Для примера можно привести такие цифры: с момента изменения положения педали в режиме холостого хода давление наддува в 1,5 бар механический нагнетатель обеспечивает примерно за 0,25 с, волновой нагнетатель - за 0,80 с, а ТК - за 2,15 с. Такая низкая приёмистость объясняется отсутствием механической связи ротора ТК с коленчатым вала двигателя. Замедленная реакция срабатывания ТК на изменение частоты вращения КВ наглядно представлена на рис. 4.2.1.

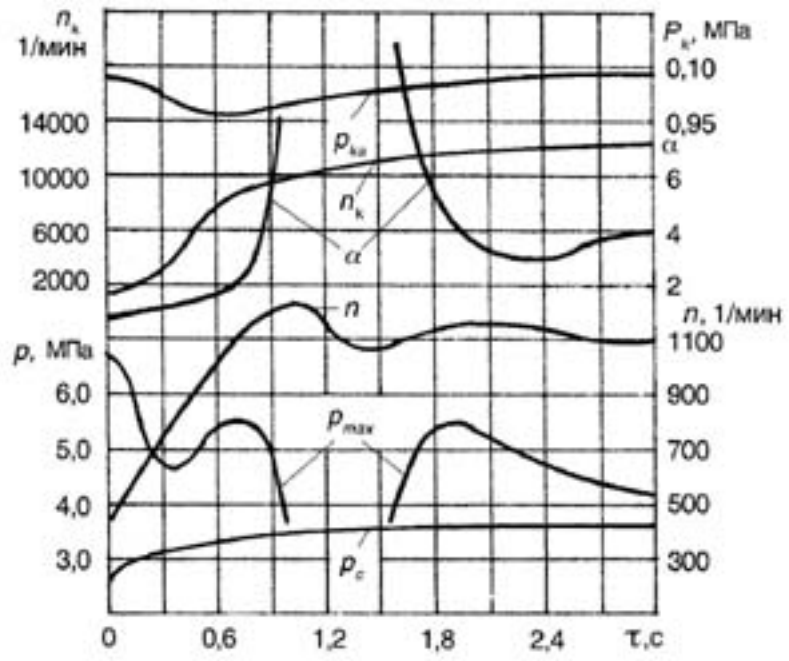


**Рис. 4.2.1. Изменение параметров рабочего процесса дизельного двигателя 8ЧН13/14 при пуске из холодного состояния при температуре окружающей среды +20 °С: $p_{ka}$ - абсолютное давление наддува; $n_k$ - частота вращения ротора ТК; $\alpha$ - коэффициент избытка воздуха; $n$ -**

**частота вращения КВ;** $p_{\max}$ **- максимальное давление сгорания;** $p_c$ **- давление конца сжатия**

На рис. 4.2.1 отсчет времени дан с момента достижения ВМТ поршнем в индицируемом цилиндре. Как видно из рисунка, в течение первых 0,6...0,7 с при возрастающей частоте вращения КВ давление во впускном коллекторе $p_{ka}$ уменьшается, несмотря на повышение значения $n_k$. Некоторое увеличение при этом коэффициента избытка воздуха $\alpha$ является следствием уменьшения цикловой подачи топлива, обеспечиваемой регулятором частоты вращения КВ. Монотонное увеличение давления наддува pka начинает проявляться лишь по достижении ротором ТК значения nk =. 8500 1/мин. На значительную инерционность ротора ТК указывает и то, что после выключения регулятором цикловой подачи топлива при достижении коленчатым валом частоты вращения 1200 1/мин и последующем отсутствии вспышек в цилиндрах двигателя в течение примерно 0,6 с частота вращения ротора ТК продолжает возрастать. Но даже при $n_k \approx 12500$ 1/мин давление наддува остается все еще ниже атмосферного давления. Это обстоятельство косвенно указывает на то, что при частичных нагрузках энергии отработавших газов недостаточно, чтобы обеспечить давление наддува, необходимое для создания повышенного крутящего момента.

Причины плохой приёмистости ТК обусловлены принципом его действия. В турбокомпрессоре с одного конца ротора жестко закреплено турбинное колесо, а с другого конца - компрессорное колесо. Протекающие через лопатки турбинного колеса горячие отработавшие газы приводят ротор во вращение, благодаря чему компрессорное колесо вращается с такой же скоростью и производит сжатие и подачу в двигатель необходимого ему воздуха. Обеспечив таким образом подачу в цилиндры большего количества воздуха, можно увеличить и количество подаваемого топлива, повышая за счет этого агрегатную мощность двигателя. При этом на привод ТК не требуется отбирать от двигателя часть его мощности, как это имеет место в случае применения нагнетателей с механическим приводом. В данном случае ТК для сжатия свежего заряда использует часть энергии отработавших газов, которая в двигателях без наддува безвозвратно теряется. Благодаря этому у двигателя с турбонаддувом эффективный КПД и экономичность несколько выше, чем у двигателя без наддува или с нагнетателем, имеющим механический привод. Однако по приёмистости двигатель с турбонаддувом из-за инерционности ТК уступает как двигателю без наддува, так и двигателю с нагнетателем, имеющим механический привод.

Турбокомпрессоры для автомобильных двигателей имеют относительно небольшие габаритные размеры и незначительную массу. Чем меньше габариты

ТК, тем большую частоту вращения может иметь ротор (нередко она превышает значение 100 000 1/мин). Наиболее известными в мире изготовителями ТК для легковых автомобилей считаются немецкая фирма **ККК** (Kuhnle, Kopp и Kausch), специализирующиеся по турбонаддуву американская фирма **Garrett** и японская фирма **IHI**. Названные фирмы в программе поставок имеют ТК различных типоразмеров практически для любого диапазона мощности.

На практике для правильного выбора ТК, предназначенного для наддува автомобильного двигателя сравнительно небольшой мощности, необходимо знать следующие параметры двигателя:

рабочий объем;

- максимальную частоту вращения КВ;
- максимальную мощность;
- внешнюю скоростную характеристику по мощности.

### 4.2.3. Охлаждение наддувочного воздуха

При сжатии в нагнетателе или компрессоре воздух нагревается, в результате чего его плотность уменьшается. Это приводит к тому, что в рабочем объеме цилиндра воздуха, а следовательно и кислорода, по массе помещается меньше, чем могло бы поместиться при отсутствии нагревания. Чтобы создать условия для сгорания в цилиндре большего количества топлива, принимают меры для увеличения коэффициента наполнения $\eta_v$. Для этого сжимаемый в нагнетателе воздух перед подачей его в цилиндры двигателя предварительно охлаждается в холодильнике, который стал неотъемлемой частью большинства двигателей с наддувом.

Холодильники наддувочного воздуха бывают двух типов. В одних холодильниках охлаждение наддувочного воздуха производится путем обдувания их оребренной поверхности набегающим воздушным потоком, в других холодильниках функцию охладителя выполняет жидкость системы охлаждения двигателя. При использовании в качестве охладителя потока набегающего воздуха для повышения эффективности охлаждения холодильник должен устанавливаться рядом с радиатором системы охлаждения или перед ним. Холодильник второго типа может устанавливаться в любой зоне объема моторного отсека, однако предпочтение следует отдавать такому его расположению, при котором путь наддувочного воздуха от нагнетателя или турбокомпрессора до цилиндров двигателя будет более коротким и без резких изменений направления движения. С точки зрения экономии места в моторном отсеке предпочтение следует отдать холодильнику, в котором охлаждение производится жидкостью системы охлаждения, так как он при одинаковой эффективности охлаждения имеет меньшие габариты.

Приблизительные расчеты показывают, что понижение температуры наддувочного воздуха на 10° позволяет увеличить его плотность примерно на 3 %. Это, в свою очередь, позволяет увеличить мощность двигателя примерно на такой же процент, так что, к примеру, охлаждение воздуха на 33° даст увеличение мощности приблизительно на 10 %.

С другой стороны, охлаждение воздушного заряда приводит к понижению температуры в начале такта сжатия и позволяет реализовать ту же мощность двигателя при уменьшенной степени повышения давления в цилиндре. Следствием этого является уменьшение температуры отработавших газов, что положительно сказывается на уменьшении тепловой нагрузки деталей камеры сгорания, а в бензиновых двигателях, кроме того, понижает склонность смеси к детонационному сгоранию.

Эта возможность реализуется преимущественно в двигателях с турбонаддувом для дорожных автомобилей. Так как при уменьшении давления наддува требуется меньшая мощность на привод компрессора, то благодаря этому в большинстве случаев возможно использование турбины меньших размеров. Оба мероприятия (уменьшение степени повышения давления и уменьшение размеров турбины) улучшают типично слабые стороны двигателя с турбонаддувом, а именно: позволяют увеличить крутящий момент при низких частотах вращения КВ и сократить время выхода на новый режим работы при резком ускорении. Оба этих фактора для эксплуатации двигателя с наддувом в дорожных условиях, конечно, намного важнее, чем достижение высокой максимальной мощности.

В том же направлении оказывают влияние и прочие мероприятия, целью которых является охлаждение наддувочного воздуха в бензиновых двигателях. Пониженные благодаря охлаждению наддувочного воздуха требования к значению октанового числа бензина позволяют увеличить базовую степень сжатия и увеличить угол опережения зажигания. Все вместе это улучшает характеристику крутящего момента и приёмистость двигателя с турбонаддувом.

### 4.2.4. Регулирование давления наддува

С целью защиты автомобильного двигателя с наддувом от возможной поломки, а также для улучшения его характеристики мощности и динамических качеств, давление наддува необходимо регулировать. Регулирование наддува может осуществляться различными способами, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки.

Заметим, что для расширения возможного диапазона изменения частоты вращения КВ при неизменном давлении наддува наиболее действенным

способом регулирования является перепуск части отработавших газов (ОГ) в обход турбины.

При высоком наддуве, характерном, например, для двигателей Формулы-1, наиболее эффективными способами регулирования являются дополнительная камера сгорания, устанавливаемая в выпускном тракте перед турбиной (система "Гипербар"), и выпуск части наддувочного воздуха в атмосферу. По эффективности эти способы уступают перепуску ОГ, но превосходят такие способы, как регулирование соплового аппарата турбины, перепуск части наддувочного воздуха на вход турбины, регулирование фазы впуска и охлаждение наддувочного воздуха.

При низком наддуве практический интерес представляют такие способы регулирования, как дополнительная камера сгорания, регулирование соплового аппарата турбины, перепуск части наддувочного воздуха и регулирование фазы впуска. При этом по эффективности названные способы становятся сопоставимы с перепуском части ОГ в обход турбины.

Окончательный выбор способа регулирования производится из условия обеспечения надежности, а также приемлемых значений эффективной мощности и экономичности двигателя. Рассмотрим подробнее встечающиеся на практике способы регулирования.

Для регулирования давления наддува нагнетателей с механическим приводом применяется простая схема, представленная на рис. 4.2.2.

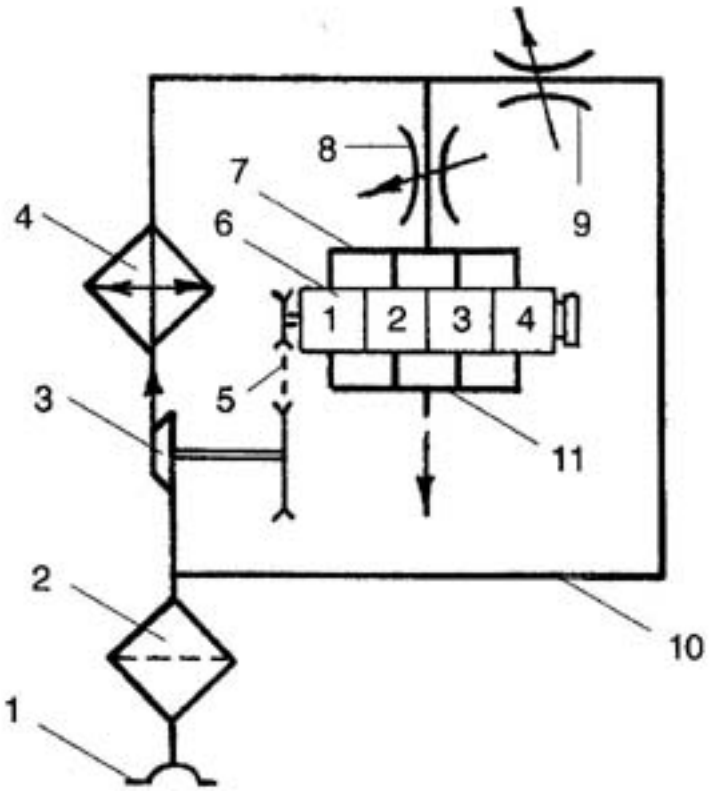


**Рис. 4.2.2. Схема регулирования давления наддува в двигателе с приводом нагнетателя от КВ: 1 - заборник воздуха; 2 - воздушный фильтр; 3 - нагнетатель; 4 - холодильник наддувочного воздуха; 5 - привод нагнетателя; 6 - блок цилиндров двигателя; 7 - впускной коллектор; 8 - дроссельная заслонка; 9 - заслонка перепускного трубопровода 10; 11 - выпускной коллектор**

При работе бензинового двигателя на частичных нагрузках с высокой частотой вращения КВ дроссельная заслонка 8 прикрывается. Чтобы исключить при этом излишнее обеднение горючей смеси за счет подаваемого нагнетателем избыточного количества воздуха, заслонка перепускного трубопровода 9, наоборот, приоткрывается, и часть воздуха подается снова на вход нагнетателя 3. Очевидно, что на частичных нагрузках КПД нагнетателя падает (некоторое количество воздуха циркулирует по замкнутому кругу), а эффективный расход топлива увеличивается.

Характерным недостатком ТК в условиях эксплуатации поршневого двигателя является то, что он при малой мощности двигателя и низкой частоте вращения КВ подает воздуха слишком мало, а при высокой частоте и полной нагрузке - слишком много. Это обусловливает недостаточный крутящий момент двигателя в диапазоне низких частот вращения КВ и проявляется в медленном

его реагировании на изменение нагрузки при переходных процессах, например, при резком ускорении (двигатель имеет плохую приёмистость).

Для автомобильных бензиновых двигателей, эксплуатируемых в обычных условиях, нерегулируемый турбонаддув не годится. Тем не менее, для условий соревнований и эксплуатации преимущественно при максимальной мощности этот способ может оказаться вполне приемлемым. В качестве примера можно назвать двигатель V8 с рабочим объемом 4,8 л для автомобиля Mercedes C111/IV, предназначенного для установления рекордов скорости. Примечательно, что и при частоте более 6000 1/мин кривая мощности двигателя продолжает круто подниматься.

Схема наддува двигателя с нерегулируемым турбокомпрессором показана на рис. 4.2.3. Такая схема, в частности, реализована на V-образном дизельном двигателе 8ЧН13/14, оснащенном турбокомпрессором ТКР-11. При номинальной частоте вращения КВ $n$ = 1700 1/мин и абсолютном давлении наддува $p_k$ = 1,55 бар двигатель имеет мощность 158,2 кВт (215 л.с.).

Для регулирования давления наддува в качестве управляющих величин наиболее часто используются давление воздуха перед и после ТК, давление отработавших газов перед и после турбины, а также отношения названных величин. Места отбора давлений для использования в качестве управляющих величин и общепринятые обозначения этих величин условно показаны на рис. 4.2.3.

Исполнительное устройство системы регулирования давления наддува может иметь различные конструктивные формы, но выполняется, как правило, в отдельном корпусе, и в зависимости от принятой схемы регулирования может устанавливаться как в выпускном, так и впускном тракте двигателя.

Корпус исполнительного устройства, предназначенного для установки в выпускном тракте, имеет оребрение для обеспечения более эффективного охлаждения. Фирма ККК выполняет это устройство, как правило, в виде клапана с определенным ходом, тогда как у фирмы Garrett это встроенная отклоняемая заслонка. Исполнительное устройство включает в себя перепускной (байпасный) клапан, напоминающий по конструкции клапаны головки цилиндров. Конец стержня клапана прикреплен к мембране, которая поджимается калиброванной пружиной. Мембрана герметично зажата по всему периметру металлической крышкой в форме колпака. Перепускной клапан (или соответственно заслонка) находится в закрытом состоянии благодаря поджатию пружиной. Между мембраной и крышкой имеется полость, в которую подводится управляющее давление. Когда значение управляющего давления становится достаточным для сжатия калиброванной пружины, клапан открывается и перепускает часть потока газов. С помощью силы калиброванной пружины можно регулировать

давление наддува, то есть чем больше сила пружины, тем большее давление наддува может быть создано. Эта регулировочная возможность служит лишь как основная регулировка, предназначенная для ограничения максимального давления наддува, но не для его регулирования в процессе работы двигателя. Поэтому в серийных автомобилях с целью обеспечения безопасности двигателя сила предварительного сжатия пружины надежно отрегулирована, а сама пружина опломбирована. У двигателей гоночных автомобилей с целью изменения максимального давления наддува и соответственно мощности силу сжатия пружины можно варьировать с помощью регулировочного болта.

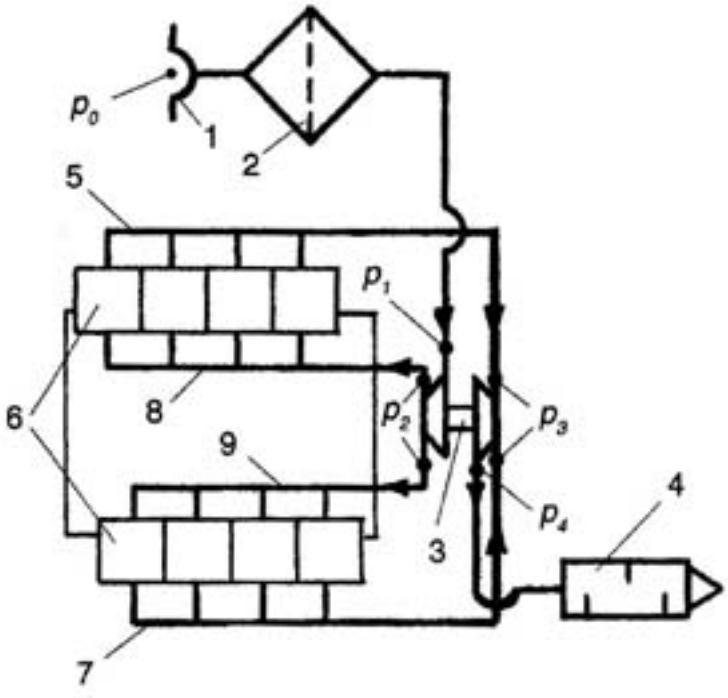


**Рис. 4.2.3. Схема наддува V-образного двигателя с нерегулируемым ТК: 1 - заборник воздуха; 2 - воздушный фильтр; 3 - турбокомпрессор; 4 - глушитель; 5 - выпускной коллектор левого блока цилиндров; 6 - блоки цилиндров двигателя; 7 - выпускной коллектор правого блока цилиндров; 8 - впускной коллектор левого блока цилиндров; 9 - впускной коллектор правого блока цилиндров; $p_0$ - давление окружающей среды (атмосферное давление); $p_1$ - давление на входе в компрессор; $p_2$ - давление непосредственно после компрессора; $p_3$ - давление отработавших газов перед входом в турбину; p4 - давление отработавших газов на выпуске после турбины**

При установке исполнительного устройства в выпускном тракте оно производит перепуск части отработавших газов в обход турбины (регулирование давление наддува перепуском отработавших газов), а при установке его во

впускном тракте клапан устройства осуществляет перепуск наддувочного воздуха снова на вход компрессора (регулирование давление наддува перепуском наддувочного воздуха).

**Регулирование давления наддува перепуском наддувочного воздуха.**

Перепуск наддувочного воздуха может осуществляться как на вход впускного тракта, так и на вход турбины (см. раздел 3). Схема регулирования с перепуском наддувочного воздуха на вход впускного тракта перед воздушным фильтром приведена на рис. 4.2.4. В качестве управляющей величины используется давление $p_2$ - давление наддувочного воздуха непосредственно после компрессора. При достижении определенного, отрегулированного для каждого двигателя давления наддува $p_2$, это давление, воздействуя на мембрану, создает усилие, достаточное для сжатия калиброванной пружины, препятствующей открытию перепускного клапана. Перепускной клапан открывается и выпускает сжатый воздух или прямо в атмосферу (у двигателей гоночных автомобилей), или в воздушный фильтр, то есть во впускной тракт перед компрессором (у дорожных автомобилей).

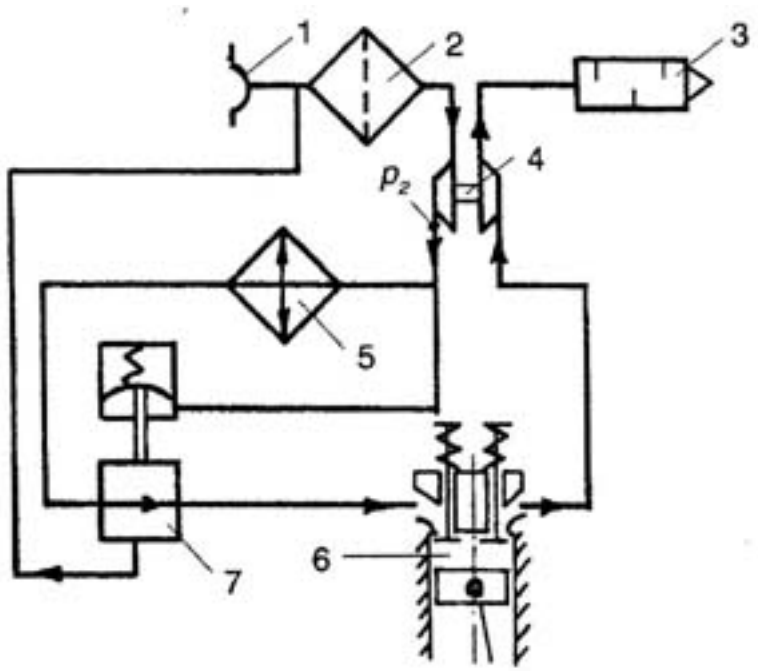


**Рис. 4.2.4. Схема регулирования давления наддува перепуском наддувочного воздуха: 1 - заборник воздуха; 2 - воздушный фильтр; 3 - глушитель; 4 - турбокомпрессор; 5 - холодильник наддувочного воздуха; 6 - цилиндр двигателя; 7 - перепускной клапан; $p_2$ - давление непосредственно после компрессора**

Такая схема регулирования давления наддува применялась, например, фирмой BMW на двигателе ATL, который устанавливался сначала на гоночных автомобилях, а позднее - в первом немецком серийном легковом автомобиле с турбонаддувом BMW 2002 Turbo. Этим способом выполнялось регулирование и в двигателях некоторых автомобилей фирм Ford и Opel. Однако недостатки такого регулирования весьма существенны, поэтому данный способ не находит применения в двигателях с турбонаддувом для современных автомобилей. Правда, для диапазона средних частот вращения КВ (в зависимости от конструктивных параметров двигателя) также можно создать достаточно высокое давление наддува, однако затем уже сжатый воздух нужно снова перепускать, что сопровождается потерей КПД турбокомпрессора. Другим недостатком этого способа является то, что турбина, как и при нерегулируемом давлении наддува, должна подбираться под общее количество отработавших газов. А это ограничивает не только возможности регулирования, но и требует относительно больших размеров турбину, что влечет за собой ухудшение приёмистости двигателя.

**Регулирование давления наддува перепуском отработавших газов (ОГ).**

При данном способе регулирование давления наддува основывается на управлении потоком ОГ через турбину. При этом в качестве управляющей величины могут быть использованы давления $p_2$, $p_3$, а также отношения давлений $p_2/p_1$, $p_3/p_1$, $p_2/p_4$ (см. рис. 4.2.3). Байпасный клапан устанавливается в выпускной трубопровод между выпускными каналами головки цилиндров двигателя и входом в турбину или же монтируется непосредственно в корпус турбокомпрессора. В зависимости от значения используемой управляющей величины клапан открывается и перепускает часть ОГ в обход турбины непосредственно в выпускную систему. При полной нагрузке двигателя в зависимости от конструктивных параметров клапана в обход турбины направляется 20...40 % общего потока газов. Остальные 60...80 % идут на привод ротора турбины и обеспечивают создание необходимого давления наддува.

Этот способ регулирования в зависимости от выбора для регулирующего клапана управляющей величины позволяет выполнить индивидуальную настройку характера изменения давления наддува. Двигатели с турбонаддувом, имеющие регулирование давления наддува перепуском ОГ, обычно имеют хорошую характеристику крутящего момента и удовлетворительную приёмистость.

Преимущество этого способа регулирования состоит в том, что, благодаря перепуску части ОГ в обход турбины, появляется возможность использовать турбину и компрессор существенно меньших размеров. Вследствие этого даже

при относительно низкой частоте вращения КВ достигается достаточно высокое давление наддува, что позволяет улучшить приёмистость двигателя.

На рис. 4.2.5 показана схема регулирования давления наддува перепуском отработавших газов с использованием в качестве управляющей величины давления наддува.

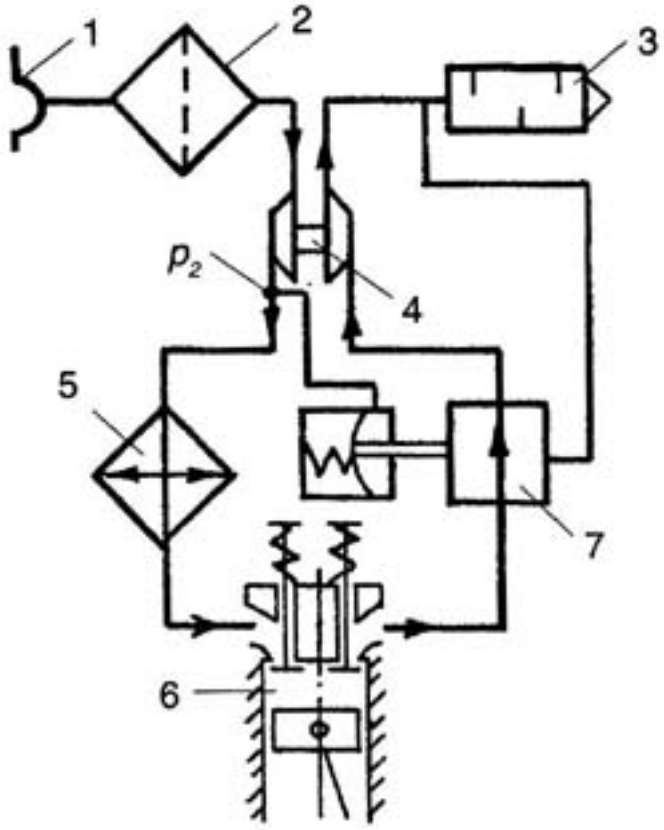


**Рис. 4.2.5. Схема регулирования давления наддува перепуском отработавших газов с использованием в качестве управляющей величины давления $p_2$: (обозначения элементов см. на рис 4.2.4)**

В приведенной схеме с одной стороны мембраны действует давление наддува $p_2$, а с другой стороны - давление окружающей среды $p_0$,. Таким образом, давлению наддува $p_2$ противодействует только усилие калиброванной пружины. Способ является простым и надежным, так как для управления используется чистый сжатый воздух, а характер изменения давления наддува определяют только два параметра. Чтобы получить монотонно ниспадающую кривую давления наддува при увеличении мощности двигателя, в современных ТК управляющее давление отбирается в самом начале улитки (спирали) компрессора.

На рис. 4.2.6 показана схема регулирования давления наддува перепуском ОГ с использованием в качестве управляющей величины давления ОГ на входе в турбину.

В приведенной схеме с одной стороны мембраны действует давление $p_3$ а с другой стороны - давление окружающей среды $p_0$ и усилие пружины. Так как при высокой нагрузке и высокой частоте вращения КВ давление перед турбиной возрастает сверхпропорционально, то в исполнительном механизме возможно применение жесткой пружины. Это обусловливает резкое увеличение давления наддува в диапазоне средней частоты вращения КВ, которое затем при увеличивающемся открытии перепускного клапана понижается.

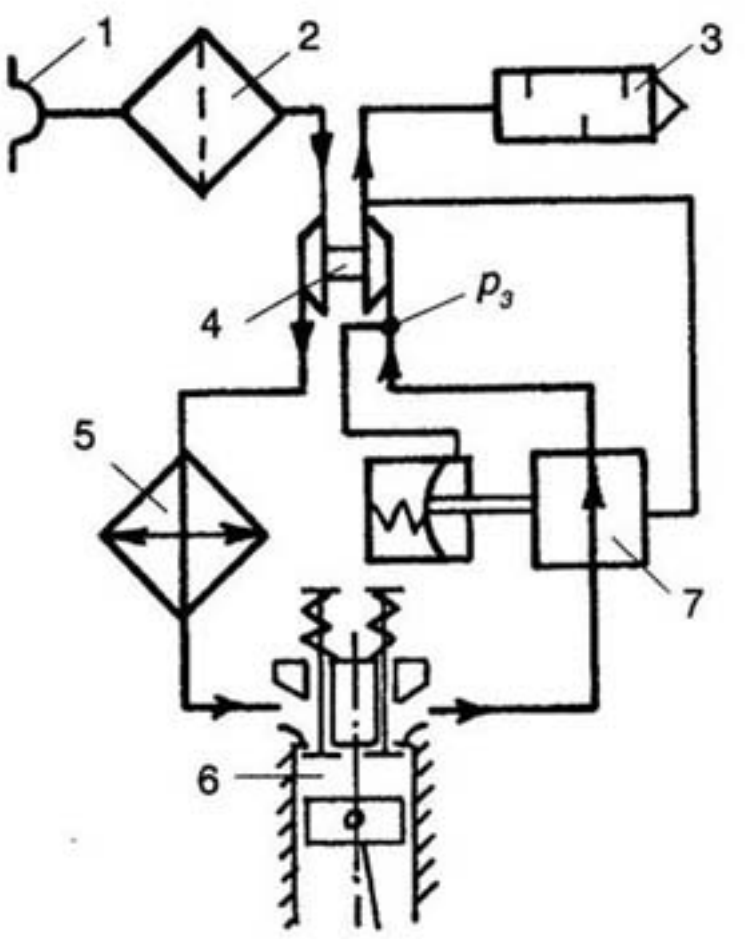


**Рис. 4.2.6. Схема регулирования давления наддува перепуском отработавших газов с использованием в качестве управляющей величины давления $p_3$: $p_3$ - давление отработавших газов на входе в турбину (остальные обозначения см. рис. 4.2.4)**

Следствием такого характера изменения давления наддува являются выпуклые характеристики мощности и крутящего момента в нижнем диапазоне частоты вращения КВ. Недостатками этого способа регулирования являются

потери КПД турбины при максимальной мощности двигателя и то, что для управления давлением наддува используется горячие, неочищенные отработавшие газы. Последнее может вызывать функциональные неисправности перепускного клапана.

На рис. 4.2.7 показана схема регулирования давления наддува перепуском ОГ с использованием в качестве управляющей величины отношения давления наддувочного воздуха к давлению на входе в компрессор. В приведенной схеме с одной стороны мембраны действует давление наддува $p_2$, а с другой стороны - давление на входе в компрессор $p_1$ и усилие пружины. Так как с увеличением нагрузки двигателя и частоты вращения КВ давление $p_1$, вследствие аэродинамических потерь во впускном трубопроводе понижается, то использование этой величины вместо давления окружающей среды $p_0$ позволяет создать более высокий перепад давлений по разные стороны мембраны исполнительного механизма.

Это дает возможность применить более жесткую пружину, что, в свою очередь, позволяет получить характеристику давления наддува аналогичную той, которая имеет место при регулировании по давлению $p_3$. В качестве недостатка следовало бы отметить известную зависимость характеристики давления наддува от степени загрязненности воздушного фильтра.

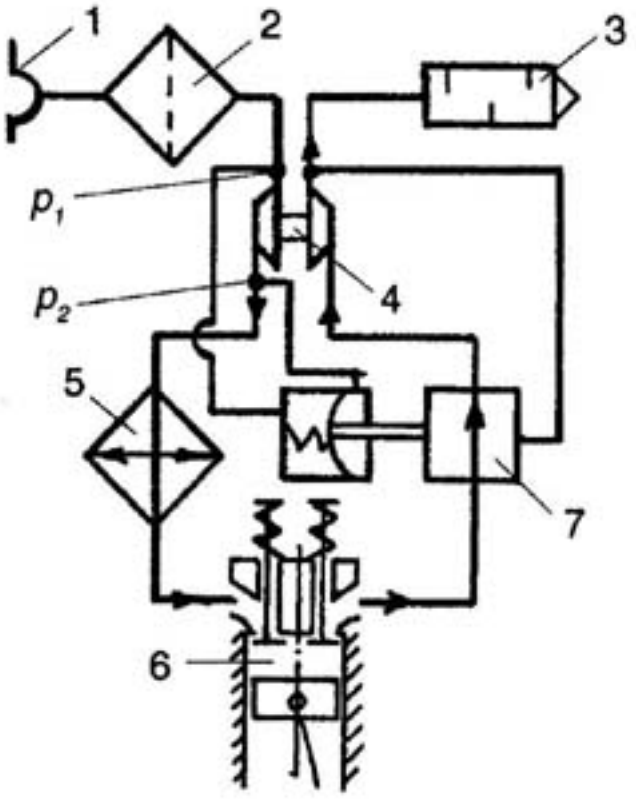

**Рис. 4.2.7 Схема регулирования давления наддува перепуском отработавших газов с использованием в качестве управляющей величины отношения давления $p_2 / p_1$: $p_2$ - давление наддувочного воздуха непосредственно за компрессором; $p_1$ - давление воздуха на входе в компрессор; (остальные обозначения см. рис. 4.2.4)**

На рис. 4.2.8 представлена схема регулирования давления наддува перепуском ОГ с использованием в качестве управляющей величины отношения давления отработавших газов на входе в турбину $p_3$ к давлению на входе в компрессор $p_1$.

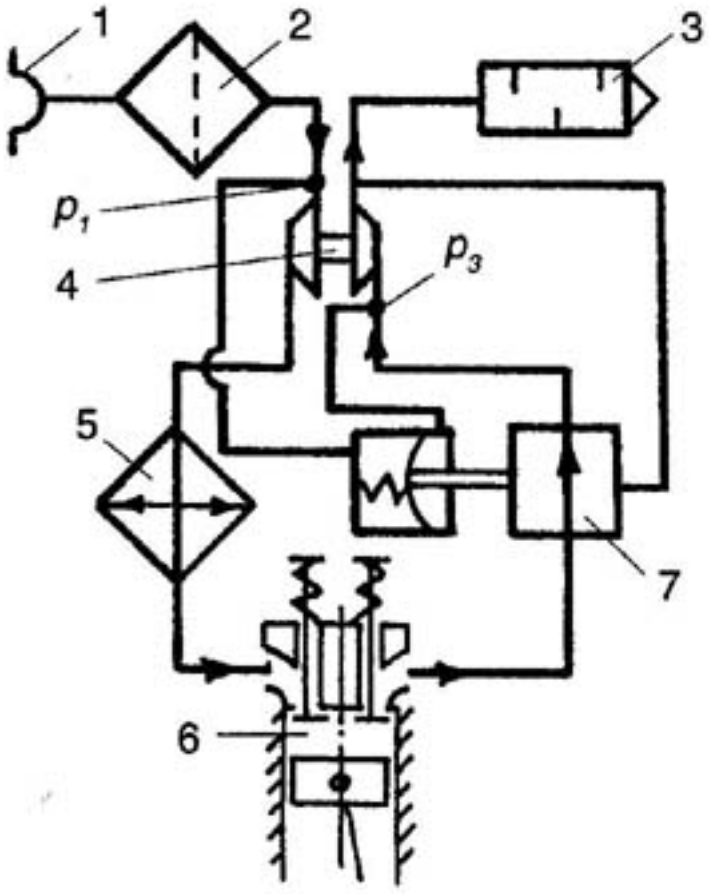


**Рис. 4.2.8. Схема регулирования давления наддува перепуском отработавших газов с использованием в качестве управляющей величины отношения давления $p_3 / p_1$: $p_3$ - давление ОГ непосредственно перед турбиной; $p_1$ - давление воздуха на входе в компрессор (остальные обозначения см. рис. 4.2.4)**

В приведенной схеме с одной стороны мембраны действует давление $p_3$, а с другой стороны - давление на входе в компрессор $p_1$ и усилие пружины.

Характеристика наддува в силу уже названных выше причин аналогична той, что имеет место при регулировании по давлению $p_3$. Но при этом имеется возможность использовать еще более жесткую пружину. Помимо недостатков, отмеченных для способа с регулированием по давлению $p_3$, здесь оказывает влияние и загрязненность воздушного фильтра.

На рис. 4.2.9 представлена схема регулирования давления наддува перепуском ОГ с использованием в качестве управляющей величины отношения давления наддувочного воздуха $p_2$ к давлению на выходе из турбины $p_4$. В приведенной схеме давления $p_2$ и $p_4$ действуют совместно с одной стороны мембраны, с другой стороны мембраны им противодействует усилие пружины.

Вследствие перепада давлений $p_2 / p_4$ сжатый воздух через небольшое дросселирующее отверстие перетекает в выпускной трубопровод. Так как противодавление газов на выпуске с ростом потока газа увеличивается, то при высокой мощности двигателя регулировочный клапан открывается больше, чем на средних частотах вращения коленчатого вала. Это, в свою очередь, вызывает снижение давления наддува при повышенной частоте вращения КВ. В результате обеспечивается выпуклая характеристика мощности двигателя при работе на средних частотах вращения КВ, и улучшается его приёмистость по аналогии с тем, что имеет место при регулировании по отношению давлений $p_3 / p_1$.

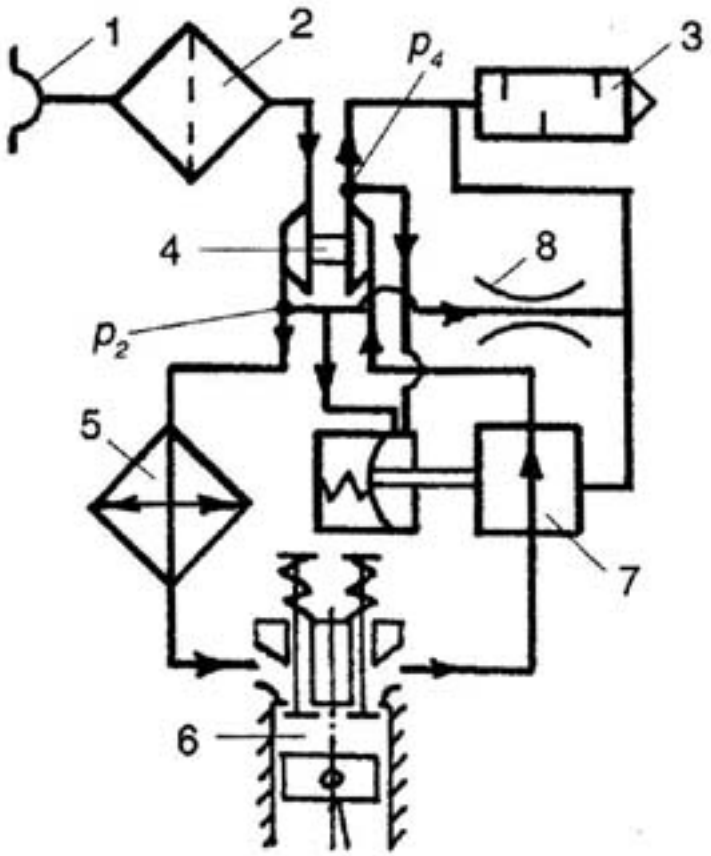


**Рис. 4.2.9. Схема регулирования давления наддува перепуском отработавших газов с использованием в качестве управляющей величины отношения давлений $p_2 / p_4$: $p_2$ - давление наддувочного воздуха непосредственно после компрессора; $p_4$ - давление ОГ на выходе из турбины; 8-дросселирующее отверстие (остальные обозначения см. рис. 4.2.4)**

Во всех описанных выше способах регулирования давления наддува со стороны выпуска ОГ в качестве основного, а иногда и единственного параметра управления перепускным клапаном использовалось соответственно давление наддува или другое давление в системе двигателя. Несмотря на различные вариационные возможности, этому способу управления давлением наддува оказались присущи недостатки, при которых достигаемый в итоге характер изменения давления наддува не отвечал желаемому.

Избежать названных недостатков можно путем применения свободно управляемого байпасного клапана. Свободное управление в этом случае означает, что кроме давления наддува (или других давлений в системе) на перепускной клапан оказывают управляющее воздействие и другие параметры. Такими параметрами являются нагрузка (положение дроссельной заслонки), частота вращения КВ, температура наддувочного воздуха, сигналы датчика детонационного сгорания, температура двигателя (охлаждающей жидкости) и

др. Свободно управляемые байпасные клапаны, получающие сигналы управления от системы контроля за работой двигателя, например Motronic, отвечают современному уровню развития серийных двигателей с наддувом. На рис 4.2.10 показана схема регулирования давления наддува в двигателе автомобиля SAAB 9000 Turbo с использованием свободно управляемого байпасного клапана.

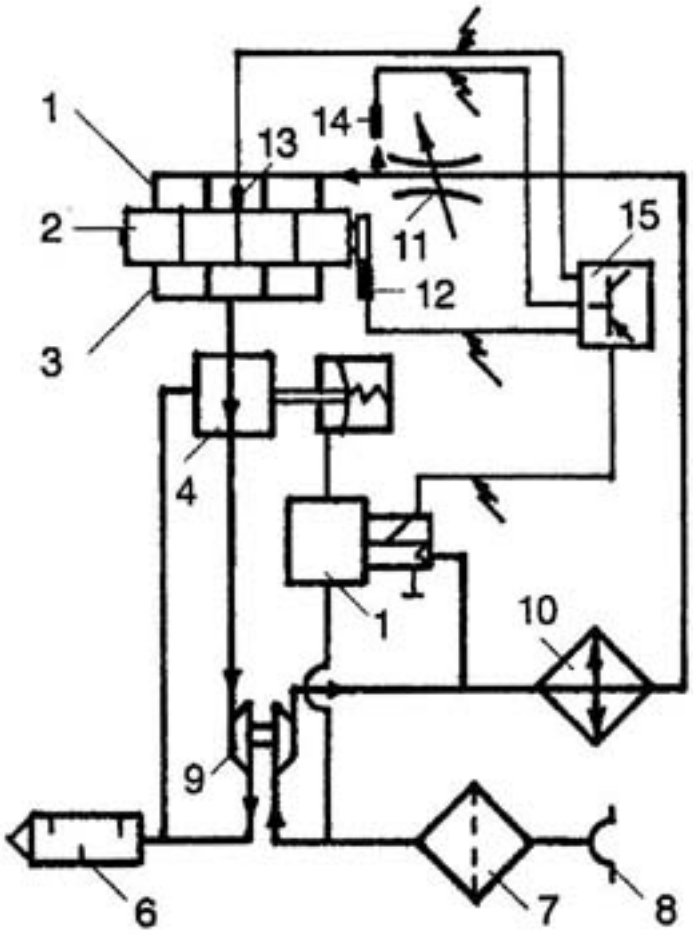


**Рис. 4.2.10. Схема регулирования давления наддува в двигателе автомобиля SAAB 9000 Turbo: 1 - впускной коллектор; 2 - блок цилиндров двигателя; 3- выпускной коллектор; 4 - перепускной (байпасный) клапан; 5-турбокомпрессор; 6-глушитель; 7 - воздушный фильтр; 8 - заборник воздуха; 9 - электромагнитный клапан; 10-холодильник наддувочного воздуха; 11 - дроссельная заслонка; 12 - датчик частоты вращения КВ; 13 - датчик детонационного сгорания; 14 - датчик нагрузки двигателя; 15 - электронный блок управления**

На всех режимах работы двигателя электронный блок управления обеспечивает давление наддува на максимальном уровне, при котором детонационное сгорание не возникает. При появлении детонации элетронный блок управления 15 по сигналу датчика 13 подает управляющий сигнал на

электромагнитный клапан 9, задавая режим его работы. В результате на мембрану перепускного клапана 4 может воздействовать не полное давление наддува, а лишь некоторая его часть. Перепуск ОГ клапаном 4 производится до момента полного исчезновения детонационного сгорания.

Такая схема регулирования позволяет быстро увеличивать крутящий момент и мощность двигателя на непродолжительное время (у различных двигателей от 16 до 45 с), что необходимо, например, для резкого ускорения при совершении обгонов.

При резком нажатии на педаль акселератора и открытии дроссельной заслонки 11 по команде электронного блока управления перепускной клапан на это время закрывается, и весь поток ОГ следует через турбину. Благодаря этому давление наддува, а следовательно, и мощность двигателя резко увеличиваются (иногда этот режим работы обозначают термином overboost - перегрузка). На некоторых двигателях для защиты их от поломок в результате перегрузки режим overboost не включается, если частота вращения КВ уже достигла номинального значения, или если автомобиль движется на первой передаче. Кроме того, безопасность работы двигателя в режиме overboost контролируется датчиками, регистрирующими названные выше параметры и посылающими соответствующие сигналы в электронный блок управления.

Двухступенчатый турбонаддув. При желании достигнуть высокого уровня форсирования двигателя с помощью турбонаддува возникает проблема, обусловленная недостаточной производительностью серийных ТК, если давление наддува должно быть более 3,3 бар. Для решения этой проблемы используют двухступенчатый турбонаддув, суть которого поясняется схемой, представленной на рис. 4.2.11.

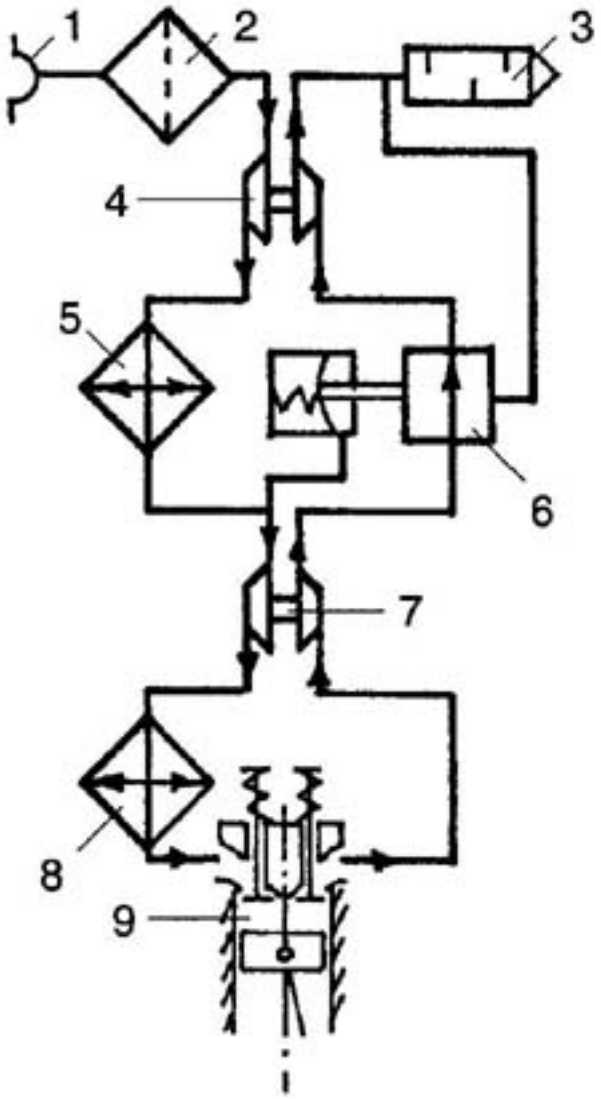


**Рис. 4.2.11. Схема двухступенчатого турбонаддува с перепуском ОГ впервой ступени: 1 - заборник воздуха; 2 - воздушный фильтр; 3 - глушитель; 4 - турбокомпрессор первой ступени; 5 - холодильник наддувочного воздуха первой ступени; 6 - перепускной (байпасный) клапан; 7 - турбокомпрессор второй ступени; 8 - холодильник наддувочного воздуха второй ступени; 9 - цилиндр двигателя**

ТК первой ступени 4 всасывает воздух через заборник 1 и фильтр 2. После сжатия в компрессоре первой ступени воздух охлаждается в холодильнике 5 и подается на вход компрессора ТК второй ступени 7, где он сжимается до более высокого давления и через холодильник 8 нагнетается в цилиндры двигателя. ОГ двигателя направляются сначала к турбине ТК второй ступени, а затем проходят через турбину ТК первой ступени и далее в выпускную систему двигателя. После прохождения ТК второй ступени ОГ часть своей энергии теряют, и чтобы обеспечить необходимую для двигателя производительность

воздуха, ТК первой ступени должен иметь увеличенные размеры по сравнению с ТК второй ступени.

Для повышения эффективности системы ТК первой ступени снабжается клапаном 6 перепуска ОГ в обход турбины. В качестве управляющей величины здесь используется давление наддувочного воздуха на входе в компрессор второй ступени. Такое решение позволяет использовать в первой ступени наддува ТК уменьшенного размера, а значит, и с уменьшенной инерционностью. Следует заметить также, что эффективность ТК второй ступени при открытии перепускного клапана увеличивается, что связано с уменьшением противодавления на выпуске турбины этой ступени. При дополнении приведенной схемы блоком электронного управления и возложении на перепускной клапан функций свободно управляемого клапана, реагирующего также и на температуру наддувочного воздуха перед компрессором второй ступени, появляется принципиальная возможность отказаться от холодильника наддувочного воздуха, расположенного после компрессора первой ступени.

# 5. МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

В современном автомобиле на систему выпуска отработавших газов (ОГ) возлагается несколько важных функций:

- глушение шума при выпуске ОГ до уровня, не превышающего установленных санитарных норм;
- уменьшение количества токсичных компонентов в ОГ до значений, не превышающих предельно допустимых концентраций.

Наряду с выполнением этих функций система выпуска должна обеспечивать:

- ✓ хорошую очистку и продувку цилиндров двигателя;
- ✓ минимальные потери энергии ОГ на пути от выпускных клапанов до лопаток соплового аппарата турбины;
- ✓ работу турбины при минимальных пульсациях потока ОГ.

Кроме того, система выпуска должна иметь относительно простую конструкцию и быть технологичной в изготовлении. Выполнение названных требований позволяет получить приемлемый расход топлива, снизить вероятность поломки лопаток турбины, уменьшить металлоемкость системы выпуска и облегчить ее обслуживание.

Основной проблемой при стремлении оснастить автомобиль эффективной системой глушения шума является трудность размещения глушителя достаточно больших размеров. Обычно эта проблема решается путем установки на автомобиль нескольких (до трех) последовательно соединенных глушителей с меньшими габаритами вместо одного большого. Важным требованием, предъявляемым при этом к выпускному тракту, является наличие минимального сопротивления движению ОГ и уменьшение за счет этого потерь мощности двигателя.

Для уменьшения количества токсичных компонентов в ОГ в выпускной тракт современных автомобилей устанавливается каталитический нейтрализатор. Особенность разработанных конструкций каталитических нейтрализаторов в том, что эффективную нейтрализацию содержащихся в ОГ токсичных компонентов они осуществляют лишь при значении коэффициента избытка воздуха $\alpha$ = 0,994 ± 0,003. С целью определения количества содержащегося в ОГ кислорода и коррекции (при необходимости) состава топливовоздушной смеси, обеспечивающего эффективную работу каталитического нейтрализатора, в выпускном тракте устанавливается датчик обратной связи, так называемый лямбда-зонд, который называют также кислородным датчиком. На некоторых автомобилях фирмы Toyota такой датчик устанавливается как на входе газов в

каталитический нейтрализатор, так и на выходе из него. Это позволяет блоку управления оценивать эффективность работы каталитического нейтрализатора.

Следует заметить, что при установке каталитического нейтрализатора сопротивление выпускного тракта неизбежно возрастает, что сопровождается некоторым уменьшением эффективной мощности двигателя (на 2 - 3 кВт). Чтобы общее сопротивление выпускного тракта при установке каталитического нейтрализатора сильно не возрастало, последний размещают обычно на месте предварительного глушителя. Поскольку максимальная экономичность двигателя имеет место при работе на обедненных смесях ($\alpha \approx$ 1,05...1,15), то вынужденная работа двигателя во всем диапазоне нагрузок на смеси практически стехиометрического состава неизбежно ведет к снижению экономичности (до 5%).

Выпускной тракт системы стремятся выполнить таким образом, чтобы при осуществлении возложенных на него основных функций он способствовал бы более полной очистке камер сгорания от остаточных газов и более полному наполнению цилиндров двигателя свежим зарядом. В зависимости от способа организации движения потока ОГ на участке от выпускных клапанов до входа в турбину турбокомпрессора выпускные системы разделяют на системы постоянного давления, импульсные, импульсные с преобразователями импульсов и эжекционные однотрубные.

Выпускные системы постоянного давления из-за имеющихся серьезных недостатков на автомобильных двигателях практически не применяются. Наибольшее распространение здесь получили системы импульсные и импульсные с преобразователями импульсов. Рассмотрим эти системы подробнее.

В силу цикличности протекания рабочего процесса в поршневых ДВС в выпускном тракте, как и во впускном, возникает колебательное движение газов, в результате которого образуется волна давления.

Благодаря большой разности давлений газа в цилиндре и выпускном тракте, в первый момент с начала открытия выпускного клапана из цилиндра выходит значительное количество газов. В этот период, называемый предварительным выпуском, создается распространяющаяся со скоростью звука волна давления. Эта волна, отражаясь от стенок выпускного трубопровода, при определенных обстоятельствах может воспрепятствовать дальнейшему вытеканию газа из цилиндра, обусловленному большой разностью давлений в начальный период выпуска. Последующая очистка цилиндра от остаточных газов осуществляется в этом случае лишь за счет выталкивающего действия поршня. Очевидно, что при таких условиях количество газов, остающихся в камере сгорания от предыдущего цикла, будет наибольшим. Это отрицательно скажется на

последующем наполнении цилиндра свежим зарядом и соответственно на мощности, экономичности и экологических показателях двигателя.

Однако, образующуюся волну давления можно использовать и для создания за выпускным клапаном условий, способствующих улучшению очистки цилиндра от остаточных газов. Для этого выпускную систему необходимо настроить так, чтобы к концу процесса выпуска в период имеющейся фазы перекрытия клапанов за выпускным клапаном при прохождении волны образовалось разрежение. Это приведет к увеличению количества вытекающих из цилиндра остаточных газов и улучшению наполнения его свежим зарядом. Настройка выпускной системы осуществляется путем подбора длины и площади сечения выпускных трубопроводов. На начальном этапе работ названные параметры выпускной системы предварительно могут быть определены расчетным методом, однако затем необходима проверка и уточнение полученных результатов на испытательном стенде. При выполнении этих достаточно трудоемких работ с целью сокращения количества опытов для получения ожидаемого результата следует воспользоваться приемами, известными из теории планирования эксперимента.

Практика конструирования выпускных систем показывает, что чем больше цилиндров объединяет один выпускной трубопровод, тем меньше возникающая в трубопроводе результирующая амплитуда давления, образующаяся в результате наложения отдельных волн. Поэтому, чтобы избежать нежелательного наложения волн, выпускную систему выполняют в виде нескольких расположенных веером (один над другим) трубопроводов, в каждый из которых осуществляется выпуск газов не более чем из трех цилиндров. Для предотвращения нежелательного наложения волн потоки газа из цилиндров объединяются трубопроводами так, чтобы обеспечить чередование выпусков газа в каждый трубопровод с максимально возможными интервалами. При этом необходимо стремиться обеспечить одинаковую длину выпускных трубопроводов (на практике это не всегда удается реализовать из-за имеющихся габаритных ограничений). Выполнение названных условий возможно при веерообразном расположении выпускных трубопроводов, когда они располагаются один над другим. Обеспечение одинаковой длины трубопроводов позволяет настроить систему выпуска на определенный диапазон частоты вращения КВ. В импульсной выпускной системе подвод ОГ к турбине осуществляется отдельными трубопроводами от каждой группы цилиндров.

В импульсной выпускной системе с преобразователем импульсов трубопроводы, объединяющие выпуск из двух или трех цилиндров, переходят в выполняющую преобразование импульсов Y-образную трубу, два тракта которой через определенное расстояние объединяются в один. По сравнению с классической импульсной выпускной системой импульсная система с

преобразователем импульсов проигрывает по габаритным показателям, но позволяет повысить КПД турбокомпрессора и увеличить ресурс турбины.

В двигателях с турбонаддувом выход Y-образной трубы соединяется с входом в турбину, а в двигателях без наддува - с трубопроводом, идущим к глушителю. Длина Y-образной трубы оказывает значительное влияние на характеристику мощности двигателя. Подбор длины, при которой двигатель развивает максимальную мощность, можно выполнить только на испытательном стенде. Вызвано это тем, что длина Y-образной трубы зависит к тому же от конструктивных особенностей системы впуска и фаз газораспределения, обусловленных профилем кулачков установленного на двигателе распределительного вала. Следует заметить, что для обеспечения протекания увеличившегося объема отработавших газов поперечное сечение Y-образной трубы в месте объединения двух ее трактов должно быть больше.

В однорядных 4-цилиндровых двигателях интервалы между вспышками в последовательно работающих цилиндрах составляют 180° поворота коленчатого вала (ПКВ). При встречающихся в этих двигателях порядках работы цилиндров 1-3-4-2 и 1-2-4-3 названному выше требованию при наличии 4-х выпускных каналов будет отвечать объединение одним выпускным трубопроводом соответственно цилиндров 1 и 4, а также 2 и 3. При этом будет обеспечена равномерность чередования выпусков газа в один трубопровод с максимально возможным интервалом 360°. Схема расположения выпускных трубопроводов показана на рис. 5.1.

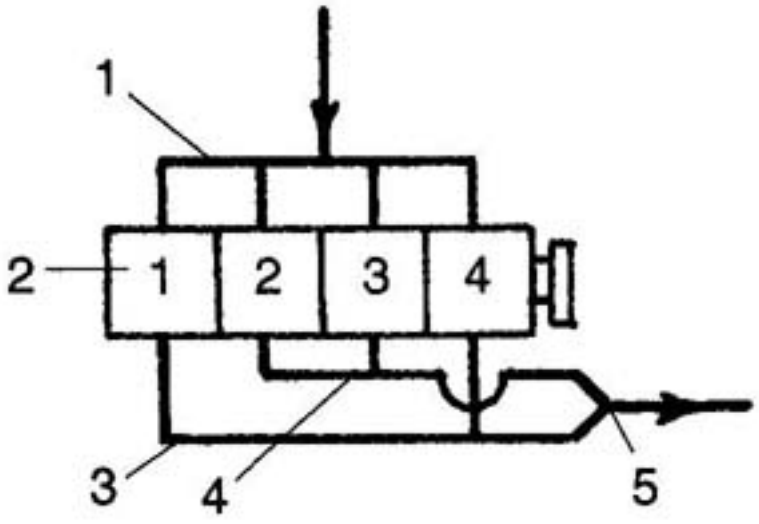


**Рис. 5.1. Схема расположения выпускных трубопроводов 4-цилиндрового рядного двигателя: 1 - впускной коллектор; 2 - блок цилиндров; 3-выпускной трубопровод цилиндров 1 и 4; 4 - выпускной трубопровод цилиндров 2 и 3; 5 - Y-образная труба**

У некоторых 4-цилиндровых двигателей оба средних выпускных канала (для цилиндров 2 и 3) объединены уже в головке цилиндров. Иллюстрацией такого расположения выпускных каналов может, в частности, служить двигатель Д-243, устанавливаемый на тракторы "Беларусь". При такой конструкции каналов достигнуть правильного согласования достаточно трудно, но получить хорошие результаты при наличии Y-образной выпускной трубы для цилиндров 1 и 4 и общей трубы для цилиндров 2 и 3 вполне возможно. При этом необходимо обеспечить, чтобы общая для цилиндров 2 и 3 труба до места ее объединения с Y-образной трубой имела бы примерно такой же объем, что и последняя. Такое же расположение выпускных каналов встречается и у некоторых английских двигателей (MGB, Mini и др.).

В однорядных 6-цилиндровых двигателях имеет место порядок работы цилиндров 1-5-3-6-2-4, а на двигателях фирмы Audi и некоторых двигателях фирмы Mercedes цилиндры работают в последовательности 1-4-3-6-2-5. И в первом, и во втором случаях вспышки следуют равномерно с интервалом 120°. Выполнение названных выше условий здесь достигается применением двух расположенных веером выпускных трубопроводов. Один трубопровод объединяет цилиндры 1 - 3, а другой - соответственно цилиндры 4 - 6. Таким образом, чередование выпусков газа в один трубопровод здесь происходит равномерно с интервалом 240°. Схема расположения выпускных трубопроводов показана на рис. 5.2.

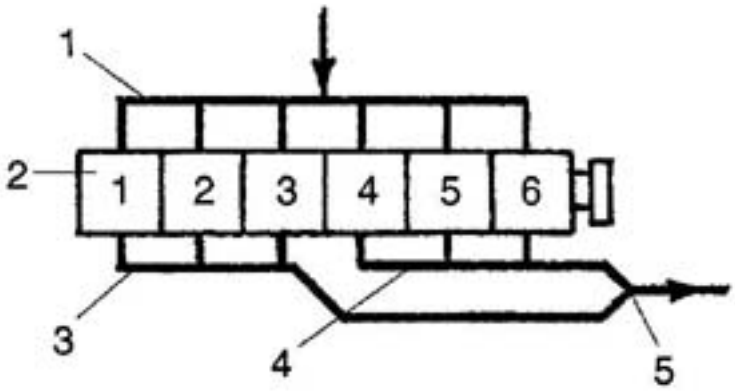


**Рис. 5.2. Схема расположения выпускных трубопроводов 6-цилиндрового рядного двигателя: 1 - впускной коллектор; 2 - блок цилиндров; 3-выпускной трубопровод цилиндров 1,2 и 3; 4 - выпускной трубопровод цилиндров 4,5 и 6; 5 - Y-образная труба**

Очевидно, что для V-образных и оппозитных (с углом развала блоков цилиндров 180°) 12-цилиндровых двигателей, имеющих коленчатый вал с

равномерной продольно-симметричной схемой расположения кривошипов, объединение потоков газа выпускными трубопроводами на каждом блоке цилиндров может выполняться аналогично.

Несколько труднее обстоит дело с V-образным 8-цилиндровым двигателем, имеющим крестообразную (несимметричную) схему расположения кривошипов коленчатого вала. При такой схеме расположения кривошипов последовательность работы цилиндров в левом и правом блоках цилиндров неодинаковая, в связи с чем эти двигатели нельзя рассматривать как два однорядных 4-цилиндровых двигателя. Иногда из-за недостатка места в моторном отсеке этим обстоятельством пренебрегают, что снижает эффективность выпускной системы. Для оптимальной настройки выпускной системы в этом случае необходимо направлять трубопровод от цилиндра одного блока к цилиндру другого блока, так чтобы после объединения выпуск каждого из двух цилиндров в общий для них трубопровод происходил через равные и по возможности максимальные интервалы времени. Пусть такой двигатель имеет наиболее часто встречающийся на практике порядок работы цилиндров, показанный в таблице 5.1. Интервалы между вспышками в цилиндрах по двигателю составляют 90° ПКВ.

Таблица 5.1

| Блок цилиндров двигателя | Номер цилиндра в блоке | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Левый (Л) | 1 | | 4 | 2 | | 3 | | |
| Правый (П) | | 1 | | | 2 | | 3 | 4 |

При теоретическом рассмотрении для выпуска в один трубопровод цилиндры следует попарно объединить следующим образом: 1Л - 2П, 2Л - 4П, ЗЛ - 1П и 4Л - ЗП. В этом случае выпуски ОГ в один трубопровод будут следовать равномерно с интервалом 360 ? ПКВ. Такая схема расположения выпускных трубопроводов показана на рис. 5.3.

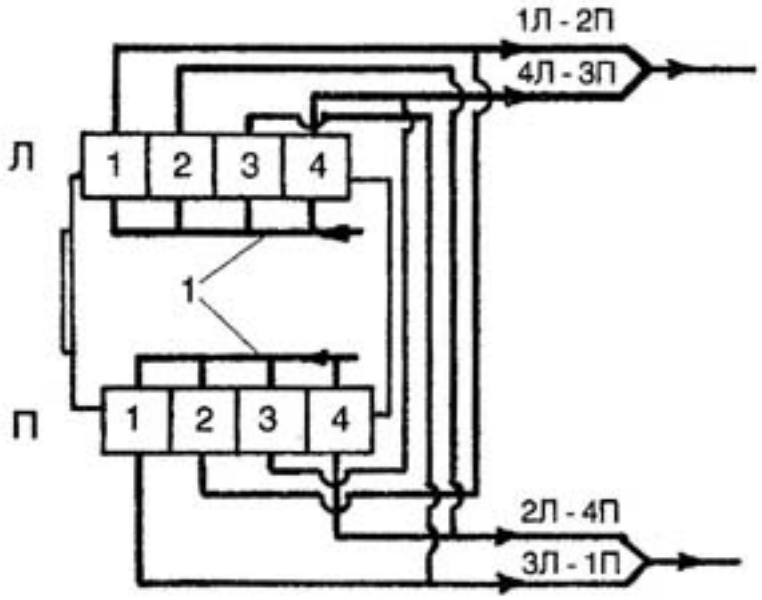


**Рис. 5.3. Схема расположения выпускных трубопроводовдля V-образного 8-цилиндрового двигателя с крестообразной схемой расположения кривошипов КВ: 1 - впускные коллекторы; Л - левый блок цилиндров; П - правый блок цилиндров**

Намного проще, как у двух однорядных 4-цилиндровых двигателей, выполнить настройку выпускной системы для V-образного 8-цилиндрового двигателя с плоским коленчатым валом (с равномерной продольно-симметричной схемой расположения кривошипов. Настроить выпускную систему в этом случае можно отдельно для каждого блока цилиндров, как это сделано у двигателей гоночных автомобилей Формулы, например, в Ford Cosworth V8.

Особый интерес представляет выпускная система 5-цилиндровых двигателей. Концерн Volkswagen, например, устанавливает их на микроавтобусы Caravelle и Transporter. Входящая в этот концерн фирма Audi оснащает такими двигателями некоторые свои легковые автомобили. В этих двигателях имеет место порядок работы цилиндров 1-2-4-5-3. Таким образом, вспышки следуют с интервалом 144°. В этом случае цилиндры 1 и 4, 2 и 3 можно объединить попарно, обеспечив минимальный интервал между последовательными выпусками в один трубопровод в 288°, а выпуск из цилиндра 5 осуществить в отдельную трубу уменьшенного сечения. На определенном удалении от блока цилиндров все три трубы объединяются в одну, по которой далее ОГ следуют в глушитель.

По сравнению со стандартной системой выпуска настройка выпускных трубопроводов путем подбора их длины позволяет увеличить коэффициент наполнения цилиндров практически во всем диапазоне изменения частоты

вращения КВ. При этом увеличение мощности двигателя на номинальном режиме может достигать 6% .

Теперь остановимся несколько подробнее на эжекционной однотрубной выпускной системе, разработанной в ЦНИДИ [3], которая с успехом может применяться на 4-, 6- и 8-цилиндровых двигателях как с наддувом, так и без наддува. Достоинством этой выпускной системы является то, что она удовлетворяет практически всем требованиям, изложенным в самом начале раздела. Система может выполняться по одной из схем , приведенных на рис. 5.4.

Поток ОГ по выпускному патрубку 1 поступает в однотрубный выпускной коллектор 2. Следуя по коллектору, поток ОГ вызывает эжекцию в выпускных патрубках. В свою очередь, газовые потоки в выпускных патрубках вызывают эжекцию в выпускном коллекторе. Благодаря наличию эжекции во время перекрытия клапанов в выпускных патрубках двигателя с турбонаддувом происходит понижение давления относительно уровня давления перед турбиной. При правильно подобранных фазах газораспределения это позволяет улучшить очистку цилиндров и их наполнение, что положительно сказывается на мощности и экономичности двигателя.

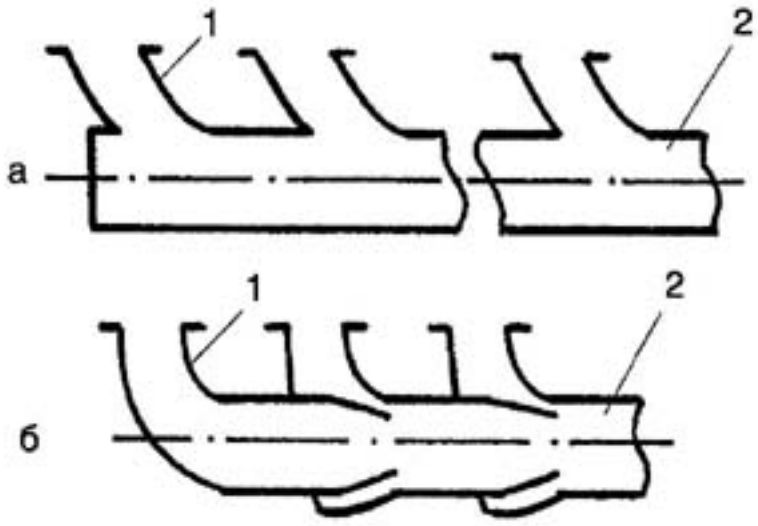


**Рис. 5.4. Схемы возможного исполнения эжекционной однотрубной выпускной системы: 1 - выпускной патрубок; 2 - выпускной коллектор**

Оснащение одноблочного дизельного двигателя 6ЧН12/14 с турбокомпрессором ТКР-8,5 эжекционной однотрубной выпускной системой вместо штатной импульсной системы позволило уменьшить удельный эффективный расход топлива на 7 - 8 г/(кВт.ч) при работе на повышенных нагрузках и примерно на 4 г/(кВт.ч) при работе на малых нагрузках. При оставшихся практически неизменными расходе воздуха через двигатель и

температуре ОГ перед турбиной давление наддува возросло на 0,015 - 0,02 МПа, а средняя температура ОГ в выпускных патрубках уменьшилась на 10 - 15°С. Благодаря наличию эжекции давление в выпускных патрубках во время перекрытия клапанов на протяжении 50 - 100° ПКВ оказывалось на 0,005 - 0,05 МПа ниже давления во впускном коллекторе.

В случае двигателя без наддува благодаря наличию эжекции давление в выпускных патрубках во время перекрытия клапанов становится ниже атмосферного. При этом, как и у двигателя с наддувом, происходит улучшение очистки и наполнения цилиндров.

По сравнению с классической импульсной выпускной системой эжекционная однотрубная система при ее существенно меньших габаритах позволяет уменьшить габариты двигателя в целом, повысить КПД турбокомпрессора, а также увеличить ресурс турбины.

Обычно настройка выпускной системы двигателя выполняется комплексно с настройкой впускного тракта. При правильно подобранных параметрах обеих систем можно добиться очень эффективного наполнения цилиндров свежим зарядом и получить значение $\eta_v > 1$.

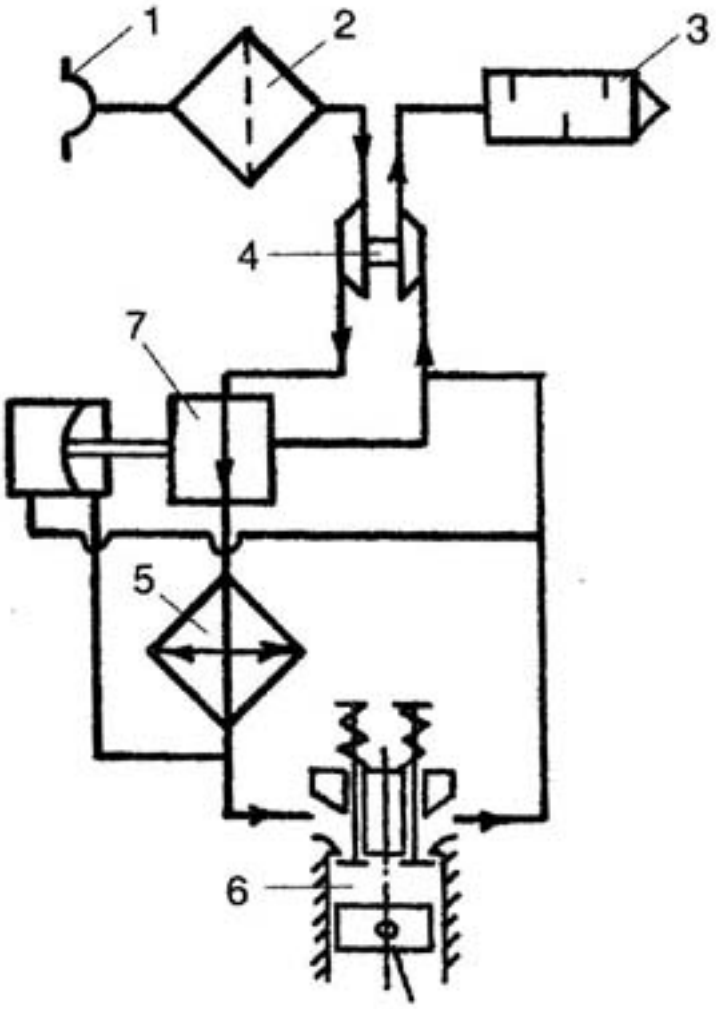


**Рис. 5.5. Схема перепуска наддувочного воздуха на вход турбины: 1 - заборник воздуха; 2 - воздушный фильтр; 3 - глушитель; 4 - турбокомпрессор; 5 - холодильник наддувочного воздуха; 6 - цилиндр двигателя; 7-перепускной клапан**

Комплексная настройка систем впуска и выпуска автомобильных дизельных двигателей с наддувом позволяет добиться улучшения их приёмистости. Для этого обе системы соединяют трубопроводами, благодаря которым часть наддувочного воздуха может подаваться на вход турбины. Представленная на рис. 5.5 схема позволяет плавно изменять расход газовоздушной смеси через турбину в зависимости от режима работы двигателя.

При увеличении разности давлений наддувочного воздуха и отработавших газов выше заданного значения перепускной клапан 7 открывается, в результате чего часть наддувочного воздуха поступает на вход турбины. Такое регулирование обеспечивает требуемую рабочую характеристику двигателя при работе на частичных нагрузках. Для обеспечения выхода двигателя на номинальную мощность в приводе перепускного клапана имеется устройство для его блокировки в закрытом состоянии.

# 6. КОНВЕРТИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ РАБОТЫ НА ГАЗЕ

Сохраняющаяся тенденция роста цен на топлива нефтяного происхождения, особенно на высокооктановый бензин, и все более ужесточающиеся требования к снижению уровня токсичности отработавших газов вынуждают фирмы по производству двигателей искать пути, позволяющие снизить стоимость эксплуатации автомобиля. Одним из таких путей является конвертирование как бензиновых, так и дизельных двигателей для работы на газовом топливе.

При переводе на газ автомобиль может оборудоваться установкой или для сжатого, или для сжиженного газа. Установки для сжатого газа, ввиду их громоздкости, применяются лишь на грузовых автомобилях и автобусах.

На состоявшейся 10-14 ноября 1999 г. в Санкт-Петербурге VII Международной выставке "Авто-Сервис Шоу - 99" венгерское АО RABA представило новое семейство рядных 6-цилиндровых двигателей G 10 с горизонтальным расположением блока цилиндров, работающих на сжатом природном газе и предназначенных для установки на автобусы и грузовые автомобили. При переводе на газ базовых дизельных двигателей семейства D 10 с рабочим объемом 10,35 л их степень сжатия была уменьшена с 15,2 до 11,0...12,7 в зависимости от модели. Двигатели оборудованы турбокомпрессором с клапаном перепуска отработавших газов и холодильником наддувочного воздуха, расположенными перед газовоздушным смесителем. Смеситель разработан голландской фирмой Deltec Fuel System на основе трубки Вентури с подводом газа в диффузор через систему радиальных отверстий. Коэфициент избытка воздуха в зависимости от режима работы двигателя изменяется в диапазоне а = 0,97...1,5. Расположенная за смесителем дроссельная заслонка позволяет регулировать количество газовоздушной смеси, обеспечивая устойчивую работу двигателя и на частичных нагрузках. Например, двигатель RABA G 10 DE-190 имеет номинальную мощность 190 кВт при 2100 1/мин и максимальный крутящий момент 1130 Нм при 1300 1/мин. При этом коэффициент приспособляемости $k$ - 1,27 и скоростной коэффициент $k_c$ = 0,619, что указывает на некоторое улучшение динамических качеств газового двигателя по сравнению с базовым дизельным вариантом. Дизельный двигатель такой же мощности имеет соответственно $k$ = 1,183 и $k_c$ = 0,632. При конвертировании на газовое топливо уровни токсичности ОГ и шумности двигателей G 10 по сравнению с дизельными двигателями значительно уменьшились. При этом моторесурс газовых двигателей вырос на 30%.

Так решается обозначенная выше проблема, когда за дело берется солидная фирма. А как обстоят дела в частном секторе? Стремясь уменьшить

эксплуатационные расходы на топливо, некоторые автолюбители заменяют уплотнительную прокладку между головкой и блоком цилиндров на более толстую и уменьшают тем самым степень сжатия двигателя. Такой "тюнинг" позволяет заправлять автомобиль более дешевым низкооктановым бензином, однако это сопровождается увеличением расхода топлива, некоторой потерей мощности двигателя, ухудшением его динамических качеств и, как правило, увеличением токсичности отработавших газов. Обусловлено это, во-первых, тем, что с уменьшением степени сжатия при неизменных прочих конструктивных параметрах двигателя неизбежно увеличивается коэффициент остаточных газов $\gamma_r$, что вызывает уменьшение коэффициента наполнения $\eta_v$, уменьшение скорости сгорания топливовоздушной смеси и увеличение неполноты ее сгорания. Во-вторых, уменьшение степени сжатия сопровождается увеличением площади поверхности камеры сгорания и возрастанием по этой причине непроизводительных потерь выделившейся в процессе сгорания теплоты в стенки.

Другой, более эффективный путь решения названной проблемы, - это конвертирование двигателя для работы на газе при сохранении возможности работы его на бензине. В этом случае работа на бензине позволяет сохранить практически неизменными прежние динамические качества автомобиля, что немаловажно, например, в условиях езды по городу (быстрое трогание с места и быстрый разгон). Работа на газе более предпочтительна на загородных трассах, где по условиям дорожного движения (ограничение скорости, плохая дорога) полная мощность от двигателя практически не требуется.

Легковые автомобили оборудуются исключительно установками для сжиженного газа. Рассмотрим наиболее важные характеристики таких автомобилей, а также некоторые особенности устройства системы питания и ее работы.

Помимо уменьшения расходов на топливо работа двигателя на газе обеспечивает и ряд других важных преимуществ:

- увеличение ресурса двигателя, обусловленное отсутствием конденсации топлива и смывания пленки масла со стенок цилиндров;
- увеличение срока службы свечей зажигания вследствие уменьшения нагарообразования на поверхностях камеры сгорания, в том числе на изоляторах и электродах свечей;
- увеличение времени сохранения маслом своих эксплуатационных качеств по причине уменьшения его загрязнения продуктами сгорания и отсутствия его разжижения топливом;
- уменьшение токсичности отработавших газов по причине более полного сгорания газовоздушных смесей и пониженной температуры сгорания.

Однако при переводе двигателя на газ проявляются и определенные недостатки:

- происходит некоторое уменьшение мощности двигателя, обусловленное более низкой теплотворной способностью газовоздушных смесей по сравнению с бензовоздушными;
- при одинаковой емкости газового баллона и бензобака уменьшается запас хода автомобиля;
- газовый баллон занимает часть полезного объема багажного отсека автомобиля (наличие в багажном отсеке полностью заправленного газового баллона емкостью 50 л равносильно размещению в отсеке багажа массой примерно 50 кг).

Последний недостаток весьма существенный, так как посадка в автомобиль, кроме водителя, четырех пассажиров может означать превышение полезной массы автомобиля.

Чтобы принять решение о возможности или невозможности установки на автомобиль газобаллонного оборудования, помимо названных преимуществ и недостатков полезно предварительно познакомиться с наиболее важными характеристиками автомобиля, оснащенного этим оборудованием.

Так как октановое число пропан-бутановой смеси более 100 единиц, то для достижения высоких показателей мощности и экономичности двигатель должен иметь степень сжатия не менее $\varepsilon$ = 8,2 (сравните со значением е для газовых двигателей G 10 фирмы RABA) и работать на бензине АИ-92. При этом чем больше степень сжатия (например, $\varepsilon$ = 9,9 у моделей ВАЗ 2108 - 2109), тем выше экономичность и мощность двигателя. При полезном объеме газового баллона 42 литра (часть объема баллона, заполненная сжиженным газом) и среднем расходе газа для названных моделей примерно 10 л на 100 км запас хода автомобиля на газе составляет около 420 км.

Чтобы оценить срок окупаемости затрат при переводе автомобиля на газовое топливо нужно сначала определить затраты на газовое топливо (бензин) при пробеге автомобиля 1000 км. Для этого можно воспользоваться формулой Зг(б) = 10.Р.Ц, где Зг(б) - затраты на газовое топливо (бензин); Р - расход газа (бензина) на 100 км пройденного пути; Ц - цена одного литра газового топлива (бензина), руб. Разность Зб- Зг показывает материальный выигрыш в рублях при пробеге 1000 км. Умножая эту разность на годовой пробег своего автомобиля, выраженный в тысячах километров, получаем материальный выигрыш за один год эксплуатации автомобиля. Далее остается поделить стоимость установки газового оборудования на годовой материальный выигрыш, и мы получим период времени (в годах), по истечении которого затраты окупятся.

Если взвесив все "за" и "против", вы решили установить газовое оборудование на свой автомобиль, то для более полного знакомства с

особенностями конструкции и эксплуатации системы питания двигателя такого автомобиля следует обратиться к [4]. Изложенный ниже материал дает общее представление о устройстве системы питания двигателя, позволяющей работать ему как на газовом топливе, так и на бензине.

Для сохранения неизменной конструкции головки цилиндров при переводе двигателя на газ используется внешнее смесеобразование с помощью смесителей с пересекающимися или параллельными потоками воздуха и газа. Наиболее распространенные схемы смесителей показаны на рис. 6.1.

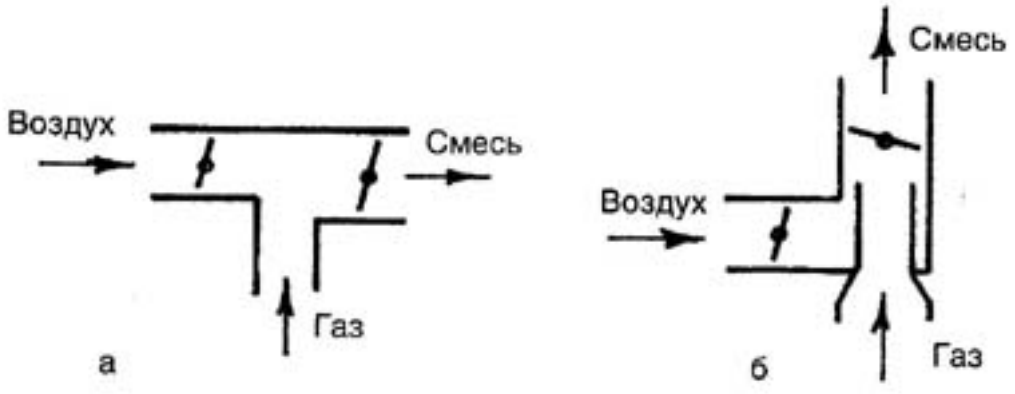


**Рис. 6.1. Схемы газовоздушных смесителей: а - с пересекающимися потоками газа и воздуха; б - с параллельными потоками газа и воздуха**

Обычно такие схемы смесеобразования используют, когда бензиновый двигатель конвертируется для работы только на газе. В этом случае газовоздушный смеситель устанавливается на место карбюратора. Если установить такой смеситель над карбюратором и сохранить тем самым возможность работы двигателя на бензине, то увеличившееся сопротивление впускного тракта приведет при работе на бензине к значительному возрастанию расхода топлива.

При желании сохранить возможность работы двигателя на бензине с приемлемым расходом топлива можно воспользоваться одним из рекомендуемых в [4] путей:

- доработать двухкамерный карбюратор, превратив его в карбюратор-смеситель;
- впаять в переходную коробку воздушного фильтра в зоне над карбюратором две газоподводящие трубки (для двигателей с воздушным фильтром не над карбюратором).

Если нет желания изменять конструкцию дорогостоящего карбюратора, то остается второй путь. При этом в автомобилях, где воздушный фильтр расположен непосредственно над карбюратором, впайку газоподводящих трубок

можно произвести в специально изготовленный переходный фланец, который устанавливается затем между воздушным фильтром и карбюратором.

Достаточно хорошо отработана конструкция двухкамерного газового смесителя для автомобилей ВАЗ. Этот смеситель представляет собой переходный фланец, устанавливаемый вместо теплоизолирующей прокладки между корпусом дроссельных заслонок и корпусом поплавковой камеры карбюратора. Такая конструкция обеспечивает минимальный расход газа при работе на холостом ходу, ровную работу двигателя при изменении режима работы, достаточно хорошие мощностные и экономические характеристики и низкий уровень токсичности ОГ.

Схема системы питания двигателя, обеспечивающая его работу на газовом топливе или на бензине, показана на рис. 6.2.

**Внимание!** Во избежание выхода двигателя из строя и с целью обеспечения пожарной безопасности одновременная работа двигателя на газовом топливе и бензине не допускается.

Система питания выполнена из расчета, что газовое топливо является основным, а бензин - резервным. Для этого в бензопровод между топливным насосом 7 и карбюратором 8 установлен электромагнитный клапан 24. При работе двигателя на газе клапан перекрывает подачу бензина в поплавковую камеру карбюратора. Управление работой клапана осуществляется водителем с помощью переключателя вида топлива, подключаемого через замок зажигания к электрической цепи катушки зажигания и устанавливаемого обычно под щитком приборов.

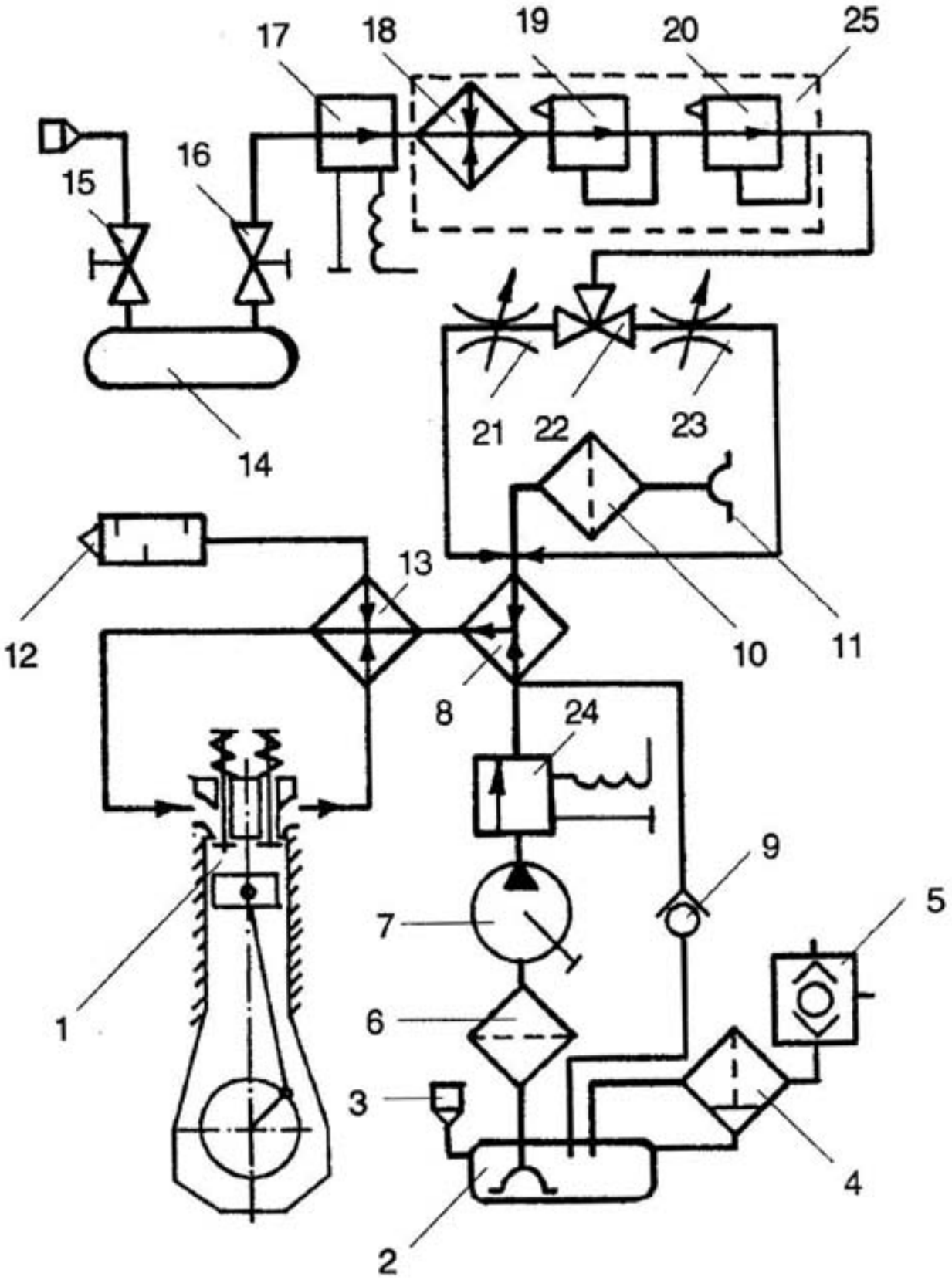


**Рис. 6.2. Схема системы питания двигателя для работы на газовом топливе и бензине: 1 - цилиндр двигателя; 2 - бензобак; 3 - заливная горловина; 4 - сепаратор паров бензина; 5 - двухходовой обратный клапан; 6 - фильтр тонкой очистки; 7 - топливный насос; 8 - карбюратор;**

**9-обратный клапан; 10 - воздушный фильтр; 11 - воздухозаборник; 12-глушитель; 13 - подогреватель впускного тракта; 14 - баллон для сжиженного газа; 15 - наполнительный вентиль; 16 - расходный магистральный вентиль; 17 - газовый электромагнитный клапан с фильтром; 18 - испаритель редуктора; 19-регулятор первой ступени редуктора; 20- регулятор второй ступени редуктора; 21 - дозатор газа через первый патрубок; 22 - тройник; 23 - дозатор газа через второй патрубок; 24 - бензиновый электромагнитный клапан; 25 - двухступенчатый редуктор-испаритель низкого давления**

Сжиженный газ находится под давлением 1,6 МПа (16 кгс/см$^2$) в баллоне 14. Заправка баллона производится на автомобильной газонаполнительной станции через штуцер с резиновой конусной муфтой и наполнительный вентиль 15. При работе двигателя газ из баллона по гибкому газопроводу высокого давления поступает через расположенные в одном корпусе 17 электромагнитный клапан и фильтр в двухступенчатый редуктор-испаритель низкого давления 25. Газовый электромагнитный клапан открывается водителем при включенном зажигании с помощью переключателя вида топлива. В случае аварийной ситуации клапан герметично перекрывает газовую магистраль. В фильтре газ очищается от содержащихся в нем механических примесей и смолистых соединений.

Редуктор-испаритель низкого давления 25 состоит из испарителя 18 и регуляторов первой 19 и второй 20 ступеней. Теплота для испарения газа подводится к испарителю от системы охлаждения двигателя. Регулятор первой ступени редуктора понижает давление газа до 0,2 МПа, а после второй ступени давление газа становится близким атмосферному. Под действием разрежения, создаваемого во впускном трубопроводе при работе двигателя, газ через тройник 22 и дозаторы 21 и 23 поступает во впускной трубопровод перед воздушной заслонкой карбюратора. Здесь происходит его смешение с поступающим в двигатель воздухом, в результате чего образуется однородная горючая смесь. При увеличении нагрузки двигателя (открытии дроссельной заслонки) поступление газа автоматически возрастает. От карбюратора газовоздушная смесь следует в цилиндры двигателя по тому же тракту, что и бензовоздушная смесь при работе двигателя на бензине.

# 7. ЕСТЬ ЛИ ЕЩЕ РЕЗЕРВЫ ДЛЯ ТЮНИНГА?

Анализ традиционных путей тюнинга двигателя, рассмотренных выше, показывает, что их возможности или практически полностью исчерпаны, или связаны с существенным увеличением материальных затрат. Все названные пути направлены в основном на создание более благоприятных условий для процесса сгорания в двигателе или на исправление результатов, полученных в процессе сгорания, но сам процесс сгорания практически не затрагивают.

В этой связи в последние годы наметились достаточно новые направления, которые получают все более полное теоретическое и практическое подтверждение, - это применение в двигателях электрических и магнитных полей, а также электрических разрядов.

Известно, что ионы кислорода имеют очень высокую химическую активность. Однако попытки применения электрических разрядов, например, с целью ионизации воздушного потока при движении его по впускному тракту сколько-либо заметного результата с точки зрения улучшения сгорания пока что не дали. Основная причина этого кроется в том, что время существования ионизированных частиц кислорода значительно меньше, чем время, за которое эти частицы достигают цилиндра.

Наиболее перспективным из этих направлений представляется применение электрического поля высокой напряженности (ЭПВН) непосредственно в камере сгорания двигателя. Такая оценка основана на том, что ЭПВН позволяет эффективно воздействовать на процессы в цилиндре двигателя, благодаря чему создаются предпосылки для управления процессом сгорания.

## *7.1 Действие электрического поля на процесс сгорания*

Выполненные во второй половине XX века исследования показали, что существенную роль в процессе сгорания углеводородных топлив играет ионизация газов как во фронте пламени, так и в зоне продуктов сгорания. Кратко поясним суть ионизации и покажем, на чем основана возможность использования этого явления.

Ионизация газов требует существенных затрат энергии. Потенциалы ионизации большинства атомов и молекул углеводородных топлив находятся в пределах 4...20 эВ (электронвольт). При этом наименьшее значение потенциала ионизации (4,35 эВ) имеет атомарный углерод.

Из множества процессов, ведущих к ионизации, наиболее значимыми являются ионизация при столкновении, передача электрона, ионизация при передаче энергии возбуждения и хемоионизация. При горении углеводородных топлив имеют место все названные виды ионизации. Кроме того, многие

возникающие в процессе сгорания частицы, способны образовывать отрицательные ионы. Поскольку реакции захвата электрона носят экзотермический характер, то имеет место диссипация энергии, что накладывает определенные ограничения на механизм реакций такого типа. Сходным с захватом электрона является процесс передачи заряда, который в случае реакции между ионами и молекулами может сопровождаться химической перегруппировкой.

Считается, что в случае столкновения молекул (частиц) с электронами ионизация молекул (частиц) начинается с момента, как только энергия электронов превысит потенциал ионизации. Максимальная эффективность ионизации для молекул CO, NO, $O_2$, $C_2$ $H_2$, $H_2$ и других достигается при энергии электронов примерно 100 эВ.

В случае столкновения с атомами и ионами критическая энергия, при которой начинается ионизация, выше, чем в случае столкновения с электронами. При этом максимум ионизации наблюдается при энергиях порядка $10^3$...$10^4$ эВ.

Типичные процессы горения характеризуются энергией от 0,1 до 1,0 эВ. Следовательно при этом столкновения частиц с электронами более эффективны, чем их столкновения с молекулами, вызывающие ионизацию.

Ионизация путем передачи энергии возбуждения имеет место, когда одна из частиц отдает, а другая принимает энергию возбуждения, в результате чего принимающая частица ионизируется.

Химоионизация возникает при химической перегруппировке, в результате которой выделяется энергия, вызывающая ионизацию исходных частиц. Химические реакции перегруппировки носят экзотермический характер, протекают с высокой скоростью и играют очень важную роль в реакционных зонах углеводородных пламен.

При сгорании углеводородных топлив сильное влияние на ионизацию пламени оказывает термоэлектронная эмиссия. Это явление возникает при высоких температурах, когда энергия электронов становится достаточной для того, чтобы они могли покинуть поверхность твердых частиц. В результате термоэлектронной эмиссии частицы приобретают положительный заряд. В углеводородных пламенах к таким частицам следует отнести, прежде всего, частицы углерода (сажи). При температуре 1880 °С, характерной для камеры сгорания дизеля, вследствие эмиссии электронов с поверхности частиц углерода за время не более 10-3 мс создается равновесная концентрация электронов, достигающая 1010 электрон/см$^3$.

Поскольку концентрация заряженных частиц в процессе сгорания очень высокая, представляется возможным воздействовать на эти частицы с помощью ЭПВН. При этом процесс эмиссии электронов с поверхности продуктов неполного

сгорания, в том числе частиц углерода, интенсифицируется, что сопровождается увеличением их положительного заряда. Электроны, покинувшие частицы, устремляются к положительно заряженному электроду, и их равновесная концентрация не достигается. В свою очередь частицы, приобретшие в результате испускания электронов положительный заряд, устремляются к отрицательному электроду, увлекая при этом за собой и нейтральные частицы. Это явление известно под названием "электронного ветра Четтока" или электронного ветра.

Движение заряженных частиц вызывает появление объемной силы, действующей на нейтральный газ. Эта сила направлена в сторону движения положительно заряженных частиц, т.е. к отрицательному электроду. Максимальный эффект воздействия на процесс сгорания наблюдается при напряженности электрического поля, обеспечивающей наибольшую интенсивность электронного ветра. Возникающее под действием ЭПВН движение частиц турбулизирует пламя, в результате чего резко возрастает его поверхность и общая скорость сгорания топлива. Применительно к двигателю это означает, что за одно и то же время в камере сгорания можно сжечь значительно больше топлива и тем самым увеличить мощность двигателя.

Наличие эффекта турбулизации пламени при воздействии на него ЭПВН подтверждено опытами при участии автора [5]. Опыты проводились на открытом диффузионном пламени, образующемся при сгорании дизельного топлива. При этом варьировались форма электродов и величина подаваемого на них напряжения, что позволило также выявить влияние формы и напряженности создаваемого электрического поля на интенсивность процесса сгорания. Опыты позволили установить, что наибольший эффект турбулизации пламени возникает при действии электрическим полем на зону у основания фронта диффузионного пламени, где происходит образование заряженных частиц. При этом эмиссия продуктов неполного сгорания в виде копоти, образуемой частицами сажи при отсутствии электрического поля, практически прекращается, что указывает на более полное выгорание топлива при наличии ЭПВН. В двигателе это неизбежно приводит к повышению его экономичности и уменьшению эмиссии продуктов неполного сгорания с ОГ. В дизеле, кроме того, турбулизация пламени гарантирует более качественное перемешивание паров топлива с воздухом. Это позволяет создать условия для полного сгорания поданного в цилиндр топлива при меньшем коэффициенте избытка воздуха и, возможно, отказаться от наддува при незначительном форсировании двигателя. Картина степени влияния электрического поля на пламя горелки наглядно представлена на рис. 7.1 и 7.2

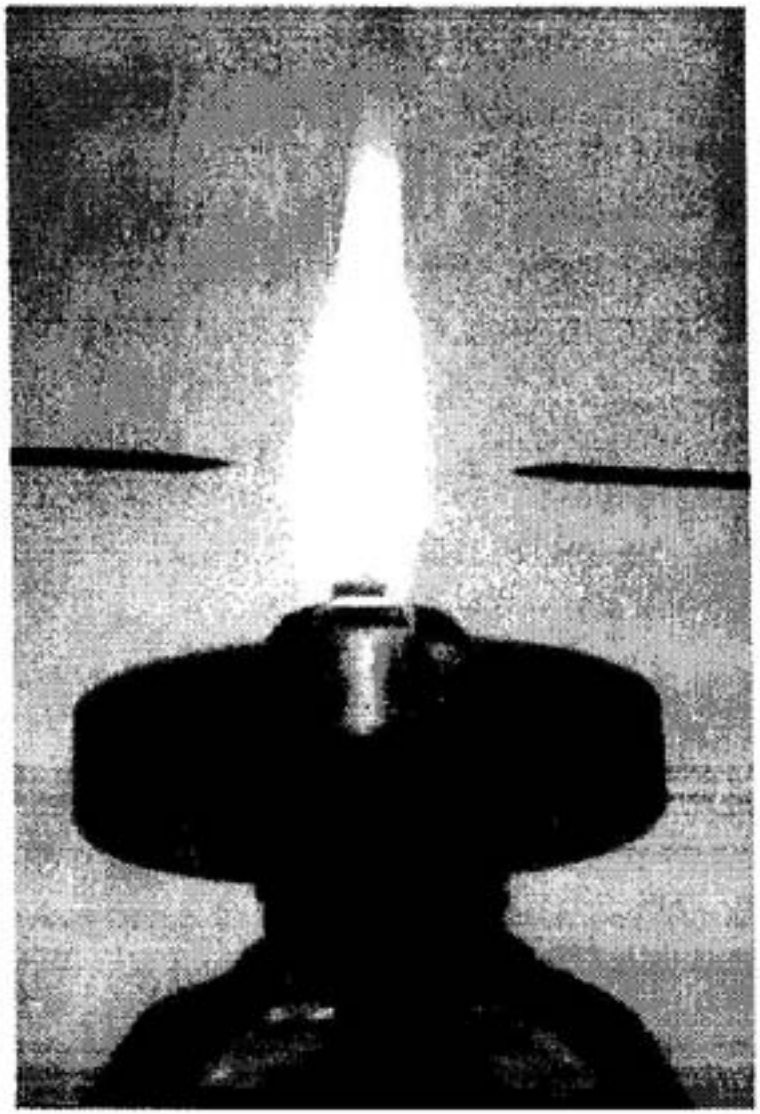

**Рис. 7.1. Открытое диффузионное пламя при отсутствии напряжения на электродах (в верхней зоне пламени хорошо видна образующаяся при горении копоть)**

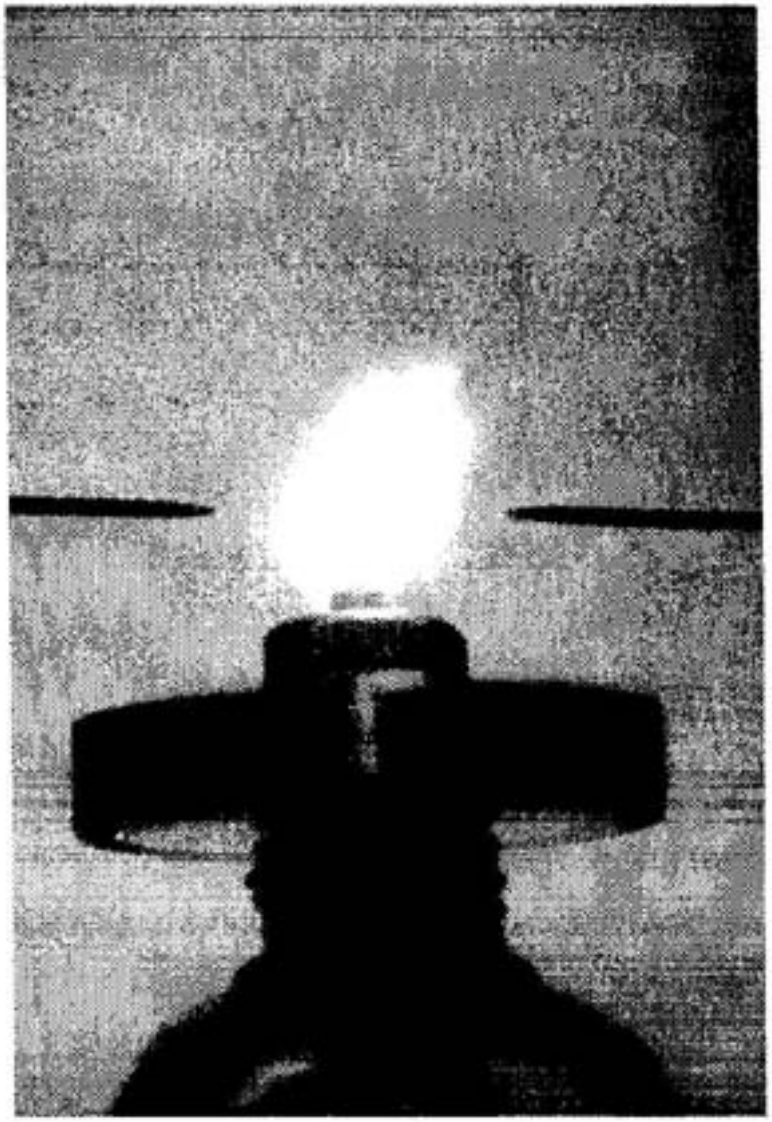

**Рис. 7.2. Открытое диффузионное пламя при напряженности электрического поля E = 3,2 кВ/см (пламя отклоняется в сторону отрицательного электрода)**

Наиболее эффективное влияние на процесс сгорания в цилиндре двигателя может быть достигнуто при условии, когда все зоны объема камеры сгорания находятся в электрическом поле одинаково высокой напряженности. Добиться выполнения этого условия можно путем придания положительному электроду формы, при которой его .поверхность будет равноудалена от отрицательно заряженных поверхностей камеры сгорания при положении поршня в верхней мертвой точке. Этот вывод также подтвержден при моделировании геометрии камеры сгорания двигателя с помощью электродов различной формы. Предлагаемое решение гарантирует эффективное влияние на процесс сгорания в двигателе как с внешним, так и с внутренним смесеобразованием. Однако при этом следует отдавать себе отчет в том, что реализация данного решения сопряжена с некоторым изменением конструкции головки цилиндров.

Примерные схемы расположения положительного электрода в камерах сгорания различной формы показаны на рис. 7.3 и 7.4.

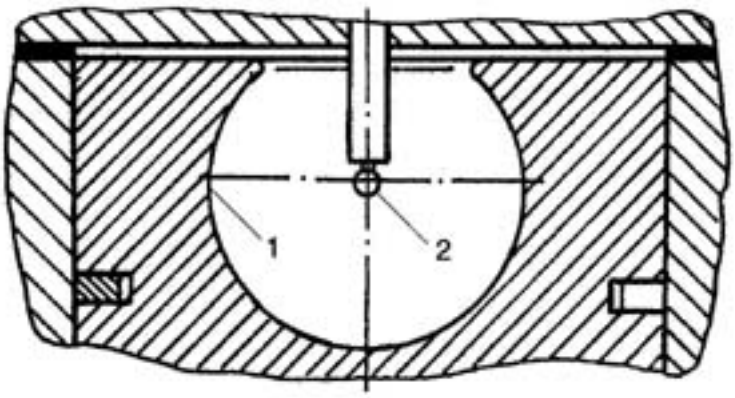


**Рис. 7.3. Размещение положительного электрода сферической формы (2) относительно поверхности (1) камеры сгорания типа MAN**

При проведении опытов было замечено также, что уменьшение общего количества образующихся сажистых частиц при воздействии на диффузионное пламя ЭПВН проявляется не только в уменьшении количества копоти, но и в сильном уменьшении свечения пламени. Последнее неизбежно связано с уменьшением его излучающей способности, что определенно скажется на уменьшении радиационного теплового потока к поверхностям камеры сгорания, который в современных дизелях может достигать 30% от суммарного теплового потока. Априорно можно утверждать, что уменьшение теплоотво-да к деталям камеры сгорания за счет уменьшения радиационной составляющей будет более существенным, чем повышение теплоотвода за счет увеличения конвективной составляющей теплового потока из-за турбулизации процесса сгорания в результате воздействия ЭПВН.

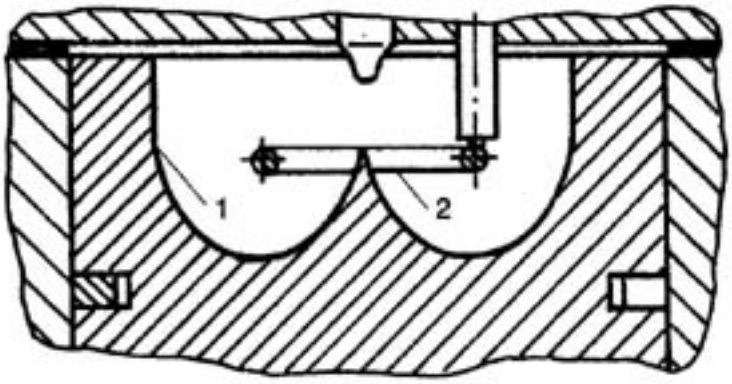


**Рис. 7.4. Размещение положительного электрода кольцевой формы (2) относительно поверхности (1) камеры сгорания типа ЯМЗ**

## *7.2. Управление процессом сгорания с помощью ЭПВН*

Один из возможных вариантов схемы управления процессом сгорания с помощью ЭПВН показан на рис. 7.5.

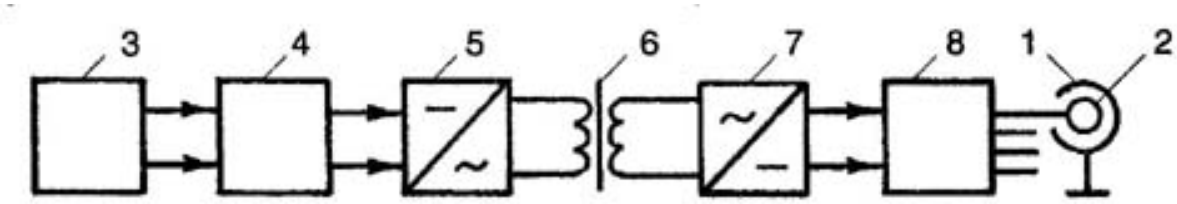


**Рис. 7.5. Примерная схема управления процессом сгорания с помощью электрического поля**

Управление осуществляется следующим образом. При работе двигателя постоянное напряжение от аккумуляторной батареи 3 подается на регулятор постоянного напряжения 4, который в зависимости от количества подаваемой в камеру сгорания горючей смеси или топлива автоматически регулирует величину напряжения, подаваемого на преобразователь постоянного напряжения в переменное 5. Этим определяется амплитуда генерируемых импульсов напряжения, подаваемых на первичную обмотку повышающего трансформатора 6, и, следовательно, величина переменного высокого напряжения, поступающего с вторичной обмотки повышающего трансформатора на выпрямитель 7, преобразующий переменное напряжение в постоянное. Далее высокое постоянное напряжение поступает в коммутатор 8, включающий высокое напряжение на положительный электрод 2 камеры сгорания 1 в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. Это исключает возможность короткого замыкания между клапанами и расположенным в камере

сгорания положительным электродом 2 (при приближении к электроду клапанов в процессе очистки и наполнения цилиндров) и гарантирует наличие высокого напряжения на электродах той камеры, где происходит сгорание.

В случае 2-тактных двигателей с прямоточно-щелевой или петлевой продувкой цилиндров наличие коммутатора 6 не является обязательным, что существенно упрощает и без того достаточно простую схему управления.

Применение описанного устройства на двигателе позволяет достигнуть следующих основных результатов:

- повысить мощность за счет увеличения количества сгораемого в камере топлива;
- увеличить экономичность за счет снижения неполноты сгорания топлива;
- уменьшить выброс продуктов неполного сгорания с ОГ в атмосферу за счет более полного выгорания топлива;
- обеспечить полное выгорание топлива в дизеле при меньших значениях коэффициента избытка воздуха, за счет чего частично решить проблему необходимости наддува при незначительном форсировании двигателя.

Несомненными достоинствами двигателя, оборудованного названным устройством, является простота схемы управления, малые габариты устройства, не превышающие в целом габаритов аккумуляторной батареи, применение для его изготовления доступных деталей и незначительная потребляемая мощность устройства.

# Список литературы

1. Степанов В.Н., Шлоссер Б. Экспериментальное подтверждение нецелесообразности вращения заряда в цилиндре дизеля при пуске в условиях низких температур // Двигателестроение. - 1984. '-№ 9. - С. 5 - 7.

2. So wind's gemacht: pflegen - warten - reparieren / Hans-Rudiger Etzold. - Bielefeld: Delius Klasing. Bd. 73. Audi 100/Audi A6 ab 11/90. -3. Aufl. - 1996. - 321 S.

3. Лазурко А.А., Соколов С.С. Результаты исследования газовыпускной системы с однотрубным коллектором для многоцилиндровых ДВС // Двигателестроение. - 1979. - № 3. - С. 25 - 27.

4. Золотницкий В.А. Газобаллонный легковой автомобиль. - М.: Патриот, 1994. - 44 с., ил.

5. А.С. 1183699 (СССР). Двигатель внутреннего сгорания / Ле-нингр. политехи, ин-т; авт. изобрет. В.Н. Степанов, В.Ф. Степанов, А.В. Степанов. - Заявл. 30.12.83, № 3684864/25-06; опубл. в БИ 1985, № 37.