

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Омский государственный технический университет»

**КОНСТРУКЦИЯ, РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ
И ОСНОВЫ РАСЧЁТА ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Практикум

Омск
Издательство ОмГТУ
2022

УДК 629.33(075)
ББК 39.33я73
Щ61

Авторы:

В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, К. Н. Сокирко, Е. А. Дорофеев

Рецензенты:

В. Р. Ведрученко, д-р техн. наук, проф., проф. каф. теплоэнергетики
Омского государственного университета путей сообщения;

Т. А. Ивахненко, канд. техн. наук, полковник, нач. кафедры боевых
гусеничных, колёсных машин и военных автомобилей
Омского автобронетанкового инженерного института

Щерба, В. Е.

Щ61 Конструкции, рабочие процессы и основы расчёта двигателей внутреннего сгорания / В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, К. Н. Сокирко, Е. А. Дорофеев ; Минобрнауки России, Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2022. – 168 с. : ил.

ISBN 978-5-8149-

Рассмотрена конструкция основных деталей, узлов, вспомогательных систем и иного навесного оборудования двигателя внутреннего сгорания на примере современных двигателей линейки FSI. Описаны рабочие процессы двигателя внутреннего сгорания и показатели эффективности его работы. Приведён пример теплового, кинематического и динамического расчёта кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания.

Издание предназначено для обучающихся по направлению 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», а также может быть использовано в учебном процессе профильных колледжей по специальности 23.02.07 «Техническое обслуживание и ремонт двигателей, систем и агрегатов автомобилей» и для самообразования.

УДК 629.33(075)
ББК 39.33я73

*Печатается по решению редакционно-издательского совета
Омского государственного технического университета*

ISBN 978-5-8149-

© ОмГТУ, 2022

ВВЕДЕНИЕ

Современный уровень развития отечественного и мирового двигателестроения характеризуется интенсивным улучшением инженерной проработки конструкций двигателей внутреннего сгорания. Оптимизируются технические решения деталей, узлов, агрегатов и систем, за счёт которых автопроизводителям удаётся повысить надёжность и экономичность работы двигателей. Изучение конструкций и протекающих рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания является неотъемлемой частью подготовки специалистов в области проектирования, эксплуатации и сервисного обслуживания двигателей внутреннего сгорания.

Зачастую конструкции узлов и агрегатов двигателей внутреннего сгорания являются нетривиальными. Многообразие сложных, нестационарных процессов, протекающих в рабочих полостях двигателей, усложняет изучение и усвоение теоретического материала. В связи с этим в практике рассмотрены конкретные технические задачи, при решении которых у студента формируются способности к проектной, конструкторской и исследовательской деятельности в профессиональной сфере.

При освоении курса «Рабочие процессы двигателя внутреннего сгорания» студентам прививаются умение свободно применять теоретические знания при решении конкретных технических заданий, рационально применять методологические знания по основным способам формирования математических моделей для описания и прогнозирования явлений различного характера, уровня сложности, физико-химической и физико-механической природы, протекающих в двигателях внутреннего сгорания, а также способность грамотно и обоснованно производить их качественный и количественный анализ.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДВИГАТЕЛЯХ ЛИНЕЙКИ FSI

Силовые агрегаты, выпускаемые автоконцерном VAG, имеют широкую линейку бензиновых и дизельных двигателей. Благодаря регулярному внедрению новых передовых технологий и уникальным характеристикам многие модели двигателей до сих пор пользуются большой популярностью. Так, например, двигатели, имеющие маркировки FSI, MPI, TSI (TFSI), TDI, продолжают устанавливаться на разные модели автомобилей под брендом Volkswagen, Audi, Skoda, Seat и другие марки в составе концерна VAG.

В конце 2006 года компания Audi представила новый атмосферный шестицилиндровый бензиновый двигатель FSI с рабочим объёмом 2,8 литра и оснащённый непосредственным впрыском топлива. В следующем году был представлен атмосферный шестицилиндровый бензиновый двигатель FSI с рабочим объёмом 3,2 литра, также с непосредственным впрыском.

Расшифровка «FSI» представляет собой сокращение от аббревиатуры Fuel Stratified Injection, что означает непосредственный впрыск топлива. Первоначально топливный насос под давлением подаёт бензин в топливную рампу, а затем, уже из рампы, бензин подаётся прямо в камеры сгорания через форсунки, управляемые электронным блоком управления.

Двигатели линейки FSI имеют много существенных отличий от своих предшественников. Одной из отличительных особенностей можно считать реализацию впрыска топлива через двухконтурную систему топливоподачи. Первый контур имеет низкое давление, второй контур имеет более высокое.

Контур с низким давлением состоит из следующих компонентов: топливный бак, бензонасос, топливный фильтр, перепускной клапан, регулятор давления топлива. Контур с высоким давлением составляют: топливный насос высокого давления, топливная магистраль высокого давления, распределительные трубопроводы, датчик высокого давления, предохранительный клапан, форсунки, адсорбер, клапан продувки адсорбера.

Во время резких ускорений автомобиля и увеличения нагрузок на двигатель давление в первом контуре достигает 5 атм. При более равномерном и плавном движении автомобиля давление во втором контуре находится на отметке 0,5 атм. Подобная регулировка давления топлива реализуется за счёт наличия электронного блока управления топливным насосом.

Динамичная работа электронных систем управления позволяет подавать в цилиндры строго ограниченное количество топлива применительно к режиму работы. Таким образом исключается излишнее обогащение или обеднение топливно-воздушной смеси. Параллельно с этим впрыск последний, то есть двойной, это означает, что горючее дозируется между тактом впрыска и тактом сжатия.

Такое технологическое решение позволяет добиться хорошей экономии топлива и снизить токсичность отработавших газов до общего прогрева мотора и катализатора, так как в моменты запуска холодного двигателя в цилиндры обычно подаётся обогащённая смесь.

Система воздушного питания претерпела следующее изменение. Воздух подаётся в цилиндры отдельно посредством заслонки. В результате удаётся добиться наилучшего смесеобразования и однородности рабочей топливно-воздушной смеси. За счёт таких изменений смесь более полноценно и равномерно сгорает в двигателе, что повышает экономию топлива и повышает динамические характеристики.

За счёт вышеперечисленных нововведений двигателя FSI обеспечивают хорошую разгонную динамику, отличаются высокими экологическими и экономическими показателями. В ряде случаев такие моторы экономят до 2,5 литров топлива на 100 км пробега по сравнению с простыми аналогами в одинаковых условиях.

Безусловно, описанные выше новые технические и конструктивные решения оправданны и имеют неоспоримые положительные результаты от внедрения в серийно выпускаемых двигателях внутреннего сгорания. Однако двигатели линейки FSI имеют ряд проблем, с которыми приходится сталкиваться при эксплуатации автомобилей с двигателями FSI.

Применяемая система прямого (непосредственного) впрыска крайне чувствительна к качеству топлива. Низкое качество топлива зачастую становится причиной проблем с топливной аппаратурой. Так, например, форсунки требуют регулярной прочистки, свечи зажигания требуют отдельной, регулярной проверки их технического состояния. Дополнительные проблемы в топливной системе могут возникать не по причине несвоевременности замены топливного фильтра, а из-за качества его фильтрации. А также – эксплуатация двигателя FSI в регионах с холодным климатом. Стремление инженеров и проектировщиков двигателя FSI снизить токсичность отработавших газов во время прогрева двигателя привели к тому, что, согласно отзывам владельцев автомобилей, в некоторых случаях запуск двигателя автомобиля при отрицательной температуре окружающей среды попросту невозможен. Однако данную проблему инженеры устранили в последующих модификациях двигателя FSI – за счёт изменения прошивки электронных систем.

Таким образом, новый двигатель FSI, пришедший на смену двигателю FSI 1,4, разработанному в 2000 году, получил высокую оценку благодаря выдающейся разгонной динамике, хорошему подхвату на любых оборотах, сниженному выбросу вредных веществ в составе выхлопных газов и топливной экономичности.

Однако ввиду ряда определённых сложностей, связанных с нетривиальной конструкцией некоторых узлов и агрегатов, требовательности к качеству топлива и стоимости обслуживания, впоследствии двигатель FSI стал технологической основой для новой линейки двигателей TFSI, которые имеют большую производительность за счёт наличия турбонаддува.

Стоит отметить, что перечисленные выше недостатки характерны не только для двигателей линейки FSI. Большое количество свойственных ему неполадок и технических проблем не менее часто встречается и на других двигателях, схожих по особенностям конструкции и характеристикам.

КОНСТРУКЦИЯ УЗЛОВ И АГРЕГАТОВ ДВИГАТЕЛЯ FSI

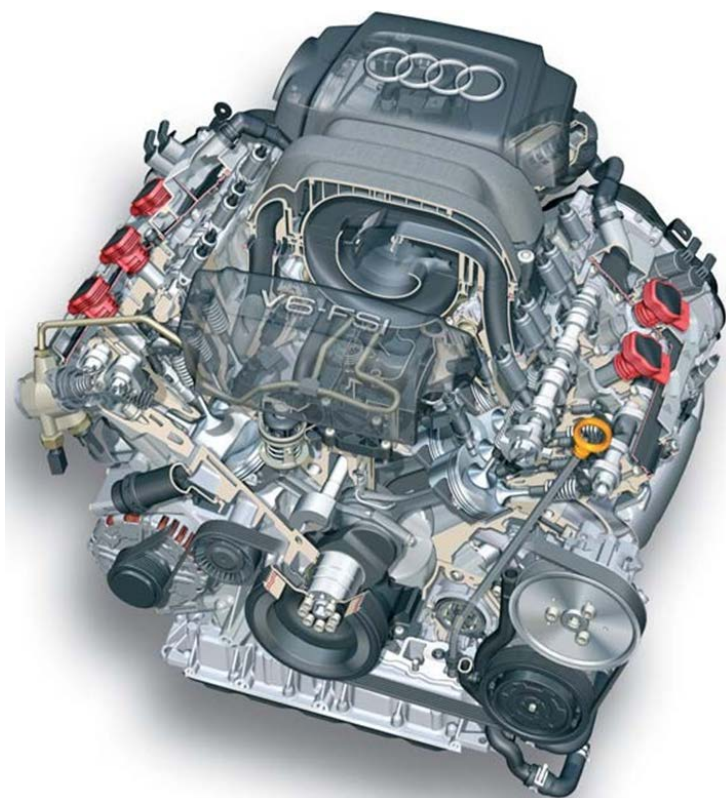


Рис. 1. Общий вид двигателя FSI 2,8



Рис. 2. Общий вид двигателя FSI 3,2

Новые технические решения, применяемые в двигателях FSI

Двигатели линейки FSI имеют следующие новые технические и конструктивные решения:

- впервые на двигателях внедрена система двухступенчатого управления высотой подъёма клапанов;
- установлена двухступенчатая система управления давлением масла;
- масляный насос с регулировкой объёма подачи масла;
- звёздочки цепного привода имеют триовальную форму;
- оптимизирована конструкция натяжителя цепи;
- снижено предварительное напряжение второго и третьего поршневых колец;
- уменьшен ход впускного клапана при частичной нагрузке;
- уменьшен ход выпускного клапана;
- тарельчатый толкатель топливного насоса высокого давления заменён на роликовый толкатель;
- взамен втулочной цепи привода навесного оборудования применена роликовая цепь;
- уменьшены геометрические размеры масляного насоса;
- уменьшены геометрические размеры насоса системы охлаждения;
- увеличена температура открывания термостата.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Таблица 1

Технические характеристики двигателей FSI 2,8 и FSI 3,2

Параметр	Двигатель FSI 2,8	Двигатель FSI 3,2
Буквенное обозначение двигателя	BDX	CALA
Тип	6-цилиндровый V-образный двигатель с углом развала цилиндров 90°	
Рабочий объём, см ³	2773	3197
Мощность, кВт (л.с.)	154 (210) при 6800 об/мин	195 (265) при 6500 об/мин
Крутящий момент, нМ	280 при 3000–5000 об/мин	330 при 3000–5000 об/мин

Параметр	Двигатель FSI 2,8	Двигатель FSI 3,2
Количество клапанов на цилиндр	4	4
Диаметр цилиндра, мм	84,5	85,5
Ход поршня, мм	82,4	92,8
Степень сжатия	12:1	12:1
Последовательность работы цилиндров	1-4-3-6-2-5	1-4-3-6-2-5
Вес двигателя, кг	165	171,7
Управление двигателем	Simos 8.1	
Топливо	Минимальное октановое число 95*	
Норма токсичности отработанных газов	EU 4	
Система sprays/зажигания	Simos 8.1	
Рециркуляция отработанных газов	нет	
Наддув	нет	
Антидетонационное регулирование	да	
Регулировка фаз распределения	да	
Изменение геометрии впускного коллектора	да	
Система вторичного воздуха	нет	

* Допустимо использование неэтилированного бензина с октановым числом 91, но со снижением мощности.

Тягово-динамические характеристики двигателей линейки FSI

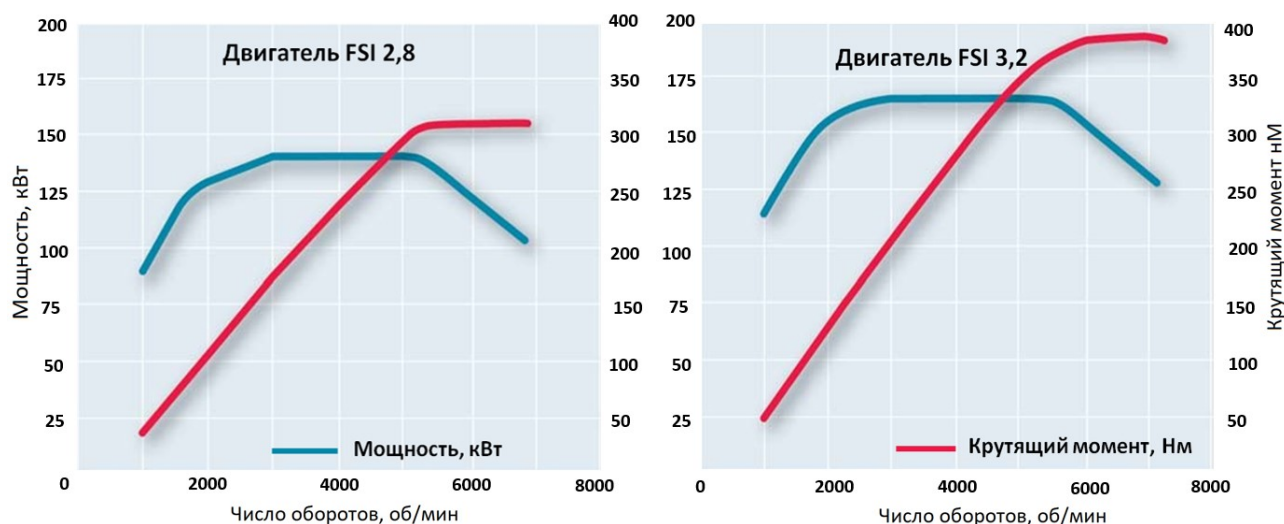


Рис. 3. Графики зависимости мощности и крутящего момента двигателей FSI 2,8 и FSI 3,2 от частоты оборотов коленчатого вала

Блок цилиндров

Блок цилиндров двигателей FSI 2,8 и FSI 3,2 имеет следующие отличительные особенности:

- гомогенный блок цилиндров двигателя отлит из алюсила – это заэвтектический сплав, содержащий около 78 % алюминия и 12 % кремния;
- блок цилиндров изготовлен методом литья в кокиль под низким давлением;
- финишная обработка алюминиевой поверхности блока цилиндров производится трёхступенчатым хонингованием с высвобождением поверхности трения;
- картер блока цилиндров имеет угол развала 90^0 ;
- геометрические параметры блока цилиндров: длина и ширина 360×430 мм;
- нижняя часть картера коленчатого вала и цилиндров (основная плита) отлита из алюминиевого сплава AlSi9Cu3 под давлением;
- переключки опор подшипников, переключающий клапан и масляные каналы для 2-ступенчатой регулировки давления масляного насоса отлиты из высокопрочного чугуна GJS50;
- верхняя часть масляного поддона и обратный клапан изготовлены из алюминиевого сплава AlSi12Cu;
- для подавления волн в масляной ванне установлен гаситель и пластиковая сотовая вставка;
- нижняя часть масляного поддона изготовлена из стального листа;
- в масляный поддон встроены резьбовая пробка для слива масла и датчик уровня масла;
- на стороне отбора мощности картер коленчатого вала и блока цилиндров закрыт алюминиевой фланцевой заглушкой.

На рис. 4–7 представлены изображения основных частей блока цилиндров двигателей FSI.

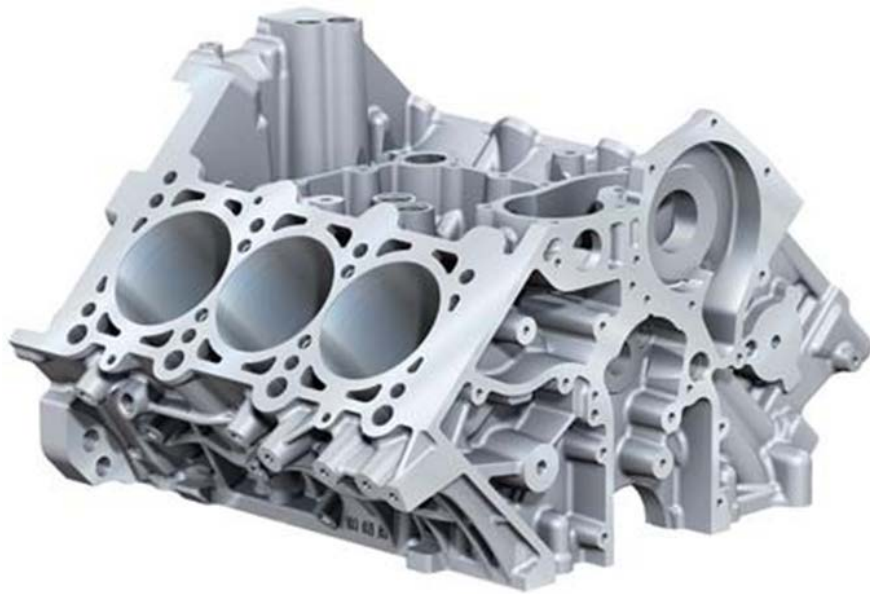


Рис. 4. Картер коленчатого вала и блока цилиндров



Рис. 5. Нижняя часть картера коленчатого вала и цилиндров (основная плита)



Рис. 6. Верхняя часть масляного поддона



Рис. 7. Нижняя часть масляного поддона

Кривошипно-шатунный механизм

На рис. 8 представлено общее устройство кривошипно-шатунного механизма двигателей FSI.

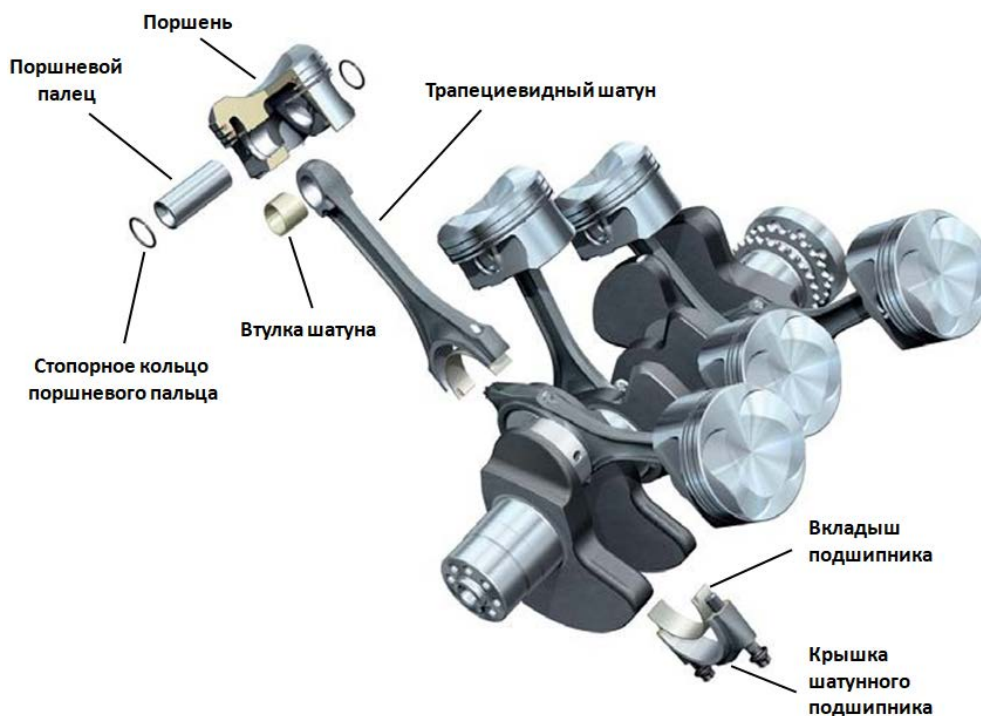


Рис. 8. Устройство кривошипно-шатунного механизма

Коленчатый вал

Коленчатый вал изготовлен из высокопрочной конструкционной стали С38. Коленчатый вал имеет 4 коренные шейки. Шатунные шейки

имеют угловое смещение в 30° . Угловой сдвиг порядка работы цилиндров равномерный и составляет 120° . Компенсация осевого зазора производится на 3-й коренной шейке. Гаситель крутильных колебаний крепится на 8 винтов с внутренним шестигранником.

Поршни

В конструкции рассматриваемых двигателей у поршней отсутствует держатель верхнего поршневого кольца, при этом поршневой палец удерживается двумя стопорными кольцами. Покрытие поршней выполнено из ферростана.

Шатун

Шатуны изготовлены из углеродистой конструкционной стали С70, с повышенной прочностью, упругостью и износостойкостью. Головка шатуна имеет форму трапеции. Втулка шатуна выполнена из бронзы.

Таблица 2

Характеристики шатуна

Параметр	Двигатель FSI 2,8	Двигатель FSI 3,2
Длина, мм	159	154
Ширина, мм	17	17
Втулка, мм	22	22
Угол трапеции, град	11	11
Коренной вкладыш \varnothing , мм	58	65
Шатунная шейка \varnothing , мм	54	56
Ширина коренного вкладыша, мм	18,5	18,5
Ширина шатуна, мм	17	17
Верхний коренной вкладыш	Двухсоставной	Трёхсоставной
Нижний коренной вкладыш	Двухсоставной	Трёхсоставной
Верхний шатунный вкладыш	Двухсоставной	Двухсоставной
Нижний шатунный вкладыш	Двухсоставной	Двухсоставной

СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦИИ КАРТЕРА

Рабочие процессы двигателя внутреннего сгорания протекают таким образом, что после воспламенения и последующего сгорания топливно-воздушной смеси часть образовавшихся при этом газов, в количестве 5–7 %, через компрессионные кольца прорывается из рабочей камеры двигателя в картер коленчатого вала. Далее через различные каналы картерные газы поднимаются вверх, где располагается клапанная крышка.

Для первичного отделения паров масла от картерных газов имеется лабиринт маслоотделителя (см. рис. 9), после чего картерные газы по гибким шлангам поступают в модуль маслоотделителя, расположенный внутри развала блока цилиндров.

В модуле маслоотделителя располагается два параллельно работающих циклона, которые дополнительно очищают картерные газы. В случае большого потока картерных газов, во избежание повышения давления, в картере коленчатого вала имеется байпасный клапан.

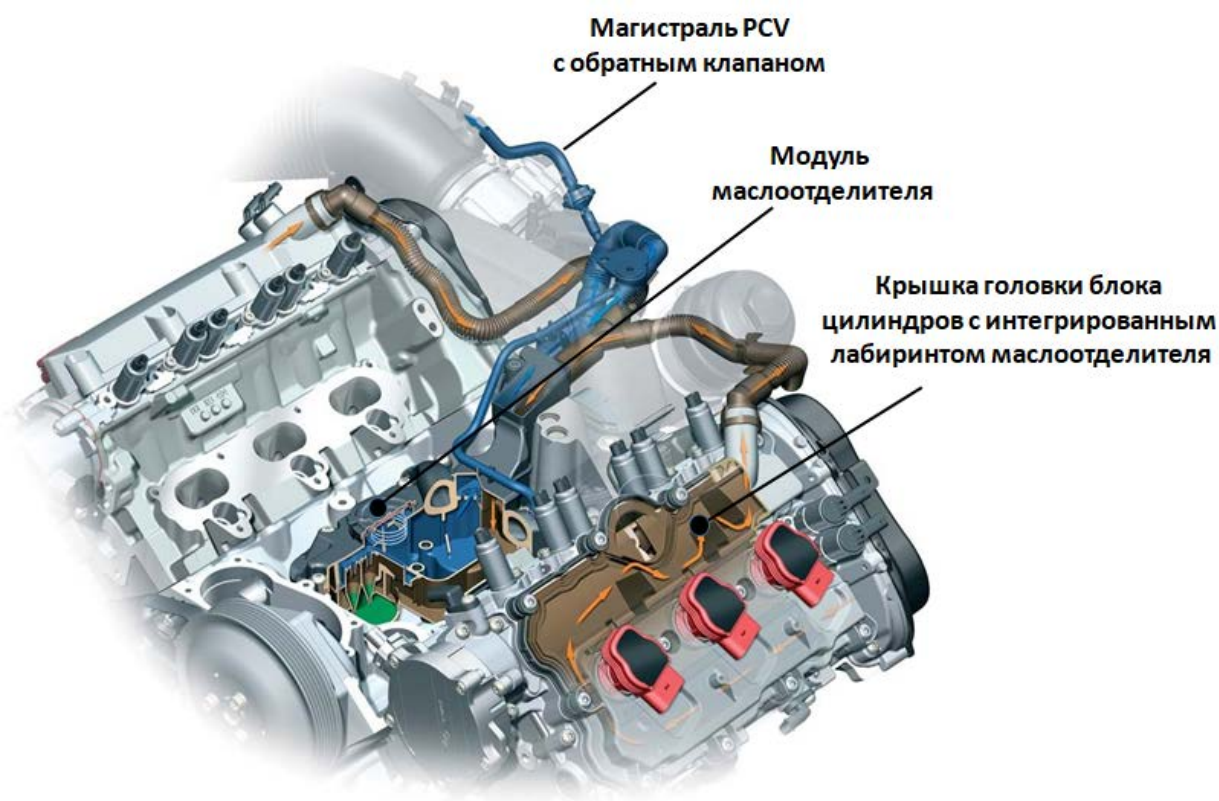


Рис. 9. Система вентиляции головки блока цилиндров

После прохождения через модуль маслоотделителя очищенные картерные газы через клапан регулировки давления попадают во впускной коллектор и далее снова в камеру сгорания двигателя.

Масло, которое выделилось из картерных газов после прохождения циклона (см. рис. 10), концентрируется в нижней части коллектора маслоотделителя.

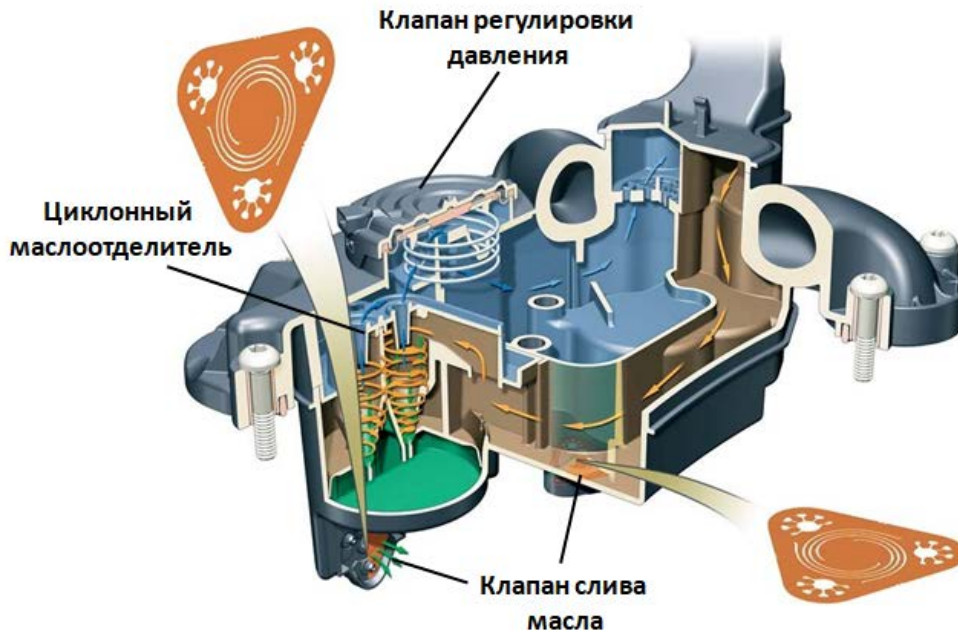


Рис. 10. Устройство модуля маслоотделителя

Слив масла в поддон двигателя осуществляется через клапан слива масла, который при работающем двигателе всегда находится в закрытом состоянии, поскольку давление внутри маслоотделителя, т. е. над клапаном, меньше, чем давление в картере коленчатого вала, т. е. под клапаном.

Объём нижней части коллектора маслоотделителя способен в себе разместить столько масла, сколько его может выделиться из картерных газов за время непрерывной работы двигателя, необходимого для сжигания полного бака топлива.

В устройстве маслоотделителя имеется ещё один сливной клапан, который располагается в полости клапана регулировки давления. Этот дополнительный клапан необходим для слива конденсированных паров топлива или влаги.

Подача чистого воздуха в картер двигателя осуществляется из всасывающего шланга и далее по магистрали с обратным клапаном подаётся в модуль маслоотделителя.

ГОЛОВКА БЛОКА ЦИЛИНДРОВ

Головка блока цилиндров двигателей FSI 2,8 и FSI 3,2 имеет следующие отличительные особенности:

- головка блока цилиндров выполнена из алюминия;
- система газораспределения имеет два сборных вала;
- распределительный вал впускных клапанов оснащён системой двухступенчатого управления высотой подъёма клапанов;
- каждый цилиндр имеет 4 клапана;
- привод клапанов осуществляется через роликовый рычаг со статическим гидравлическим компенсатором зазора;
- полнотелый впускной клапан закалён токами высокой частоты;
- полнотелый впускной клапан, седло клапана закалено токами высокой частоты;
- полнотелый выпускной клапан имеет хромовое покрытие;
- каждый клапан имеет одну стальную тарельчатую пружину;
- бесступенчатый регулятор фаз на распределительном валу впускных клапанов работает по принципу «лопастной регулятор», диапазон регулировки 42° по коленчатому валу, при остановке двигателя блокируется в положении «поздно» с помощью стопорного пальца;
- бесступенчатый регулятор фаз на распределительном валу выпускных клапанов, принцип работы – как на распределительном валу впускных клапанов, диапазон регулировки 42° по коленчатому валу, блокируется в положении «рано», возврат осуществляется через возвратную пружину;
- клапаны управления регуляторами фаз газораспределения закреплены с помощью резьбовых соединений в верхней части головки блока цилиндров;
- звёздочки вала газораспределения имеют триовальную форму;

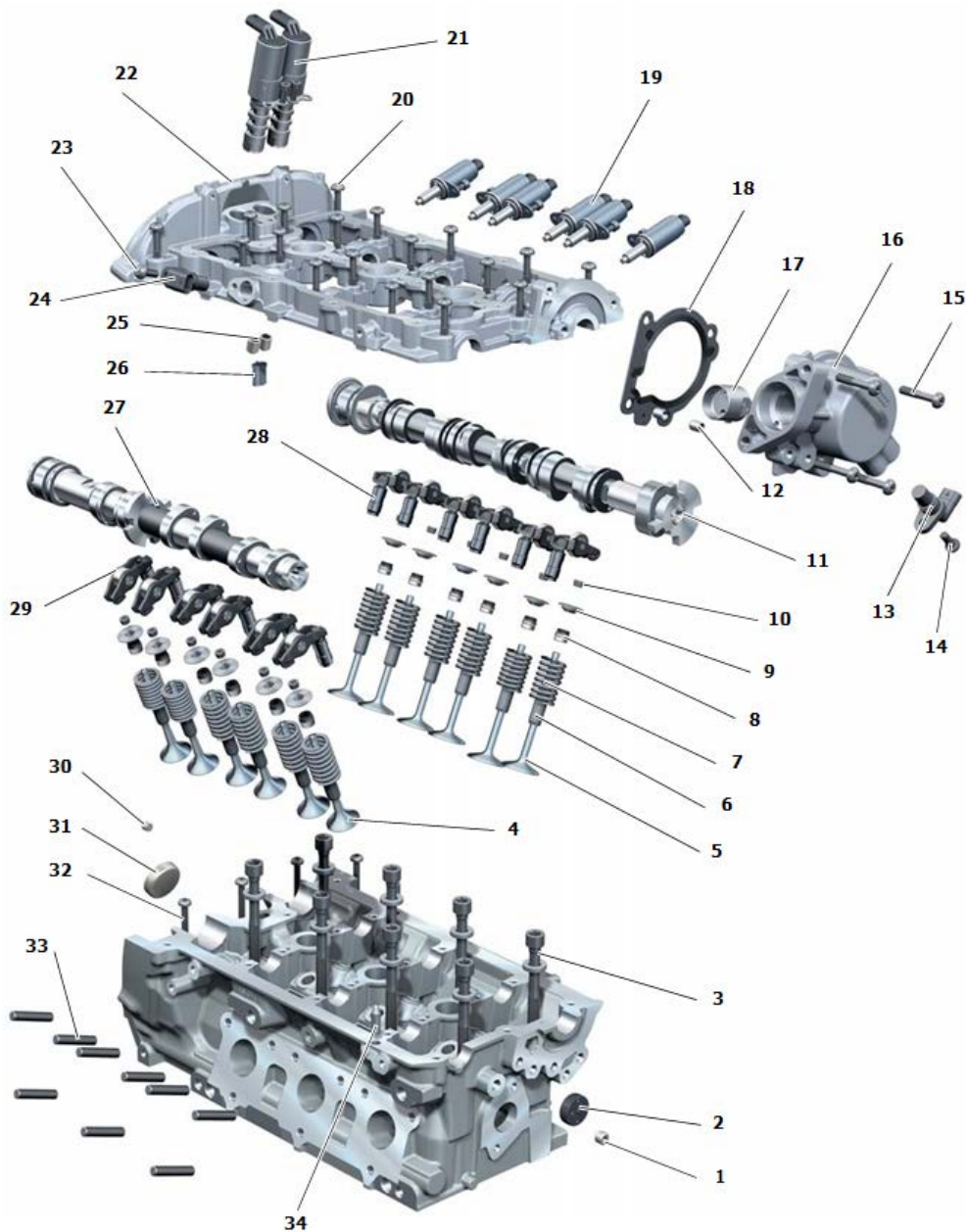


Рис. 11. Устройство головки блока цилиндров:

1 – резьбовая пробка; 2 – крышка; 3 – болт ГБЦ с шайбой; 4 – выпускной клапан; 5 – впускной клапан; 6 – направляющая клапана; 7 – клапанная пружина; 8 – масло-съемный колпачок; 9 – тарелка пружины клапана; 10 – конус клапана; 11 – распределительный вал впускных клапанов; 12 – центровочная втулка; 13 – датчик Холла G40; 14 – винт; 15 – винт; 16 – корпус модуля ТНВД; 17 – роликовый толкатель; 18 – уплотнение; 19 – регуляторы; 20 – винт с плоской головкой; 21 – клапаны системы регулировки фаз газораспределения; 22 – рама подшипников распределительного вала; 23 – винт; 24 – датчик Холла 3G300; 25 – обратные клапаны; 26 – сетчатый масляный фильтр; 27 – распределительный вал выпускных клапанов; 28 – гидравлический компенсатор зазора клапана; 29 – роликовый рычаг; 30 – резьбовая пробка; 31 – крышка; 32 – винт; 33 – вертикальная центровочная втулка; 34 – установочный штифт

- для распознавания положения распределительных валов установлены четыре датчика Холла;
- рама представляет собой верхний подшипник распределительных валов и служит для крепления исполнительных элементов системы регулировки газораспределительных фаз;
- четырёхслойная прокладка головки блока цилиндров выполнена из пружинной нержавеющей хромоникелевой стали CrNi (для двигателя FSI 3,2 – трёхслойная);
- пластиковая крышка головки блока цилиндров с интегрированным лабиринтным маслоотделителем;
- привод топливного насоса высокого давления осуществляется с помощью тройного кулачка и роликового толкателя;
- привод вакуумного насоса с вращающимся золотником осуществляется от вала впускных клапанов ряда цилиндров;
- ниши для цепей ГРМ закрыты крышками Bondal, которые представляют собой многослойную, демпфирующую конструкцию. Между двумя стальными слоями располагается вязкий и эластичный средний слой, который преобразует механические колебания в тепловую энергию.

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ КЛАПАНАМИ AUDI VALVELIFT SYSTEM (AVS)

Двухступенчатая система управления высотой подъёма впускных клапанов Audi valvelift system является одной из составляющих частей газораспределительного механизма двигателя FSI (см. рис. 12).

Идея регулировки высоты подъёма впускных клапанов в зависимости от текущей нагрузки на двигатель не является новой и активно применялась в системах газораспределения двигателей других производителей. Однако система управления клапанами, применяемая на двигателях FSI, имеет важную отличительную особенность, которая заключается в том, что в данную систему не требуется установки дополнительных деталей и их электрической обвязки.

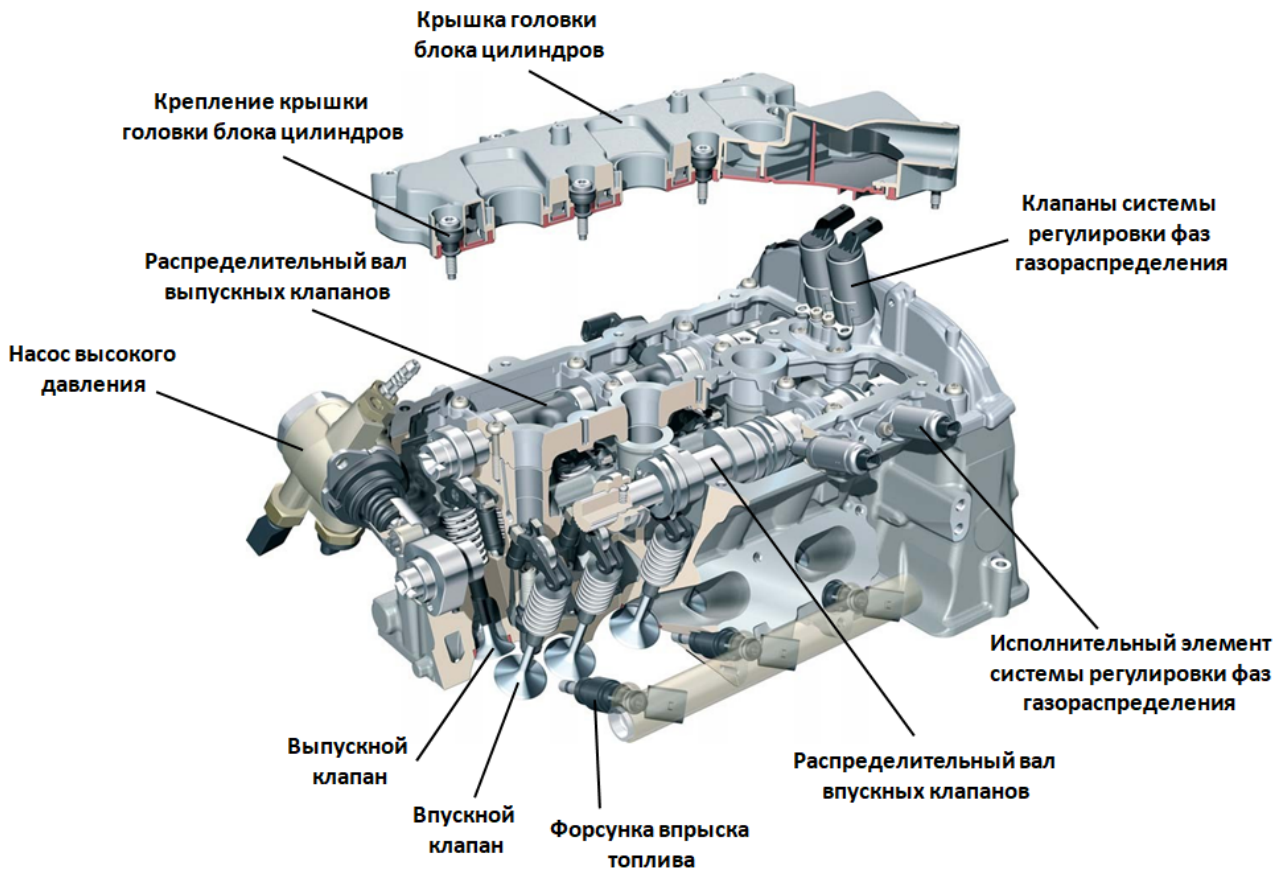


Рис. 12. Устройство газораспределительного механизма

В системе Audi valvelift system (AVS) исполнительные элементы управления высотой подъёма клапанов располагаются непосредственно на распределительном валу. По заявлению разработчиков данной системы, основным её преимуществом является экономия топлива порядка 10 %.

Система AVS представляет собой кулачковые сегменты, установленные на распределительном валу впускных клапанов (см. рис. 13), которые имеют возможность осевого перемещения на 7 мм.

Кулачковый сегмент (см. рис. 14) состоит из двух расположенных рядом кулачков, имеющих разные размеры и профиль. Первый кулачок предназначен для малого хода впускного клапана, второй кулачок для большого хода впускного клапана. За счёт возможности осевого смещения кулачков, управления высотой подъёма впускного клапана осуществляется в зависимости от нагрузки на двигатель. При частоте вращения коленчатого вала менее 4000 об/мин подъём впускного клапана осуществляется

первым кулачком, т. е. происходит малый ход клапана. Каждый цилиндр имеет по два впускных клапана, которые приводятся в движение одной парой кулачковых сегментов.



Рис. 13. Устройство распределительного вала

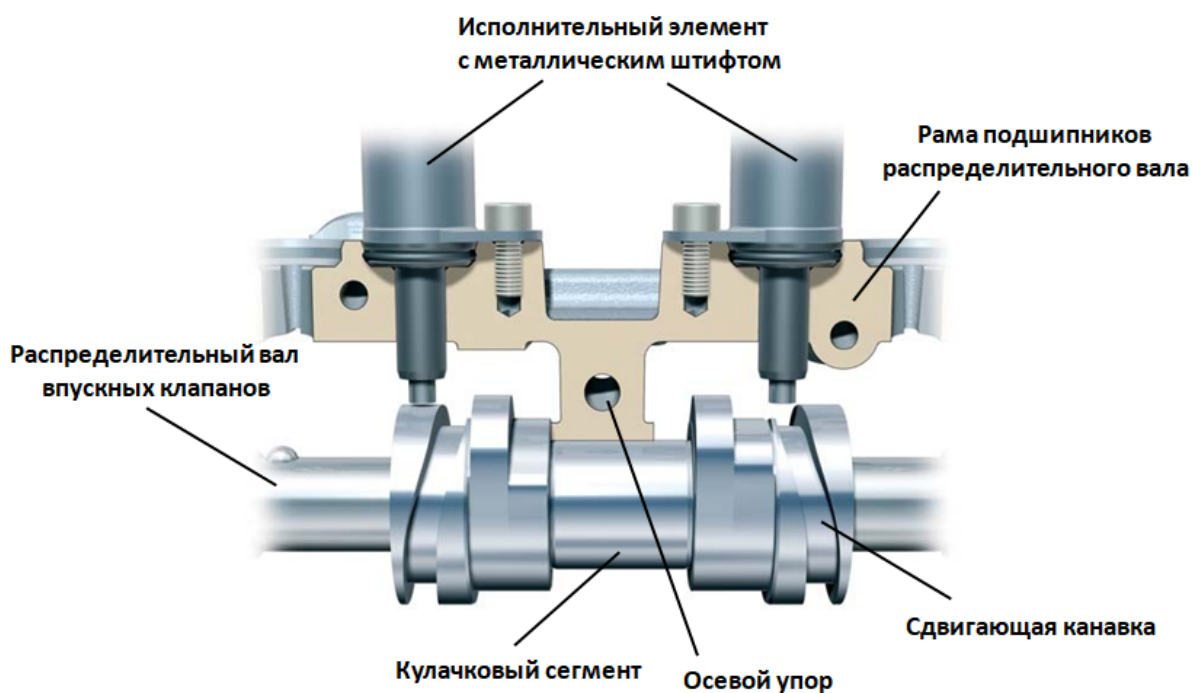


Рис. 14. Устройство кулачкового сегмента

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ЭЛЕМЕНТ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВКИ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Осевое смещение кулачковых сегментов осуществляется с помощью исполнительного элемента системы регулировки фаз газораспределения (см. рис. 15).



Рис. 15. Общий вид исполнительного элемента системы регулировки фаз газораспределения

В общем случае данный механизм можно сравнить с линейным электромеханическим актуатором, который представляет собой устройство, предназначенное для осуществления линейного перемещения и удержания нагрузки в заданном положении.

Принцип работы исполнительного элемента системы регулировки фаз газораспределения основан на преобразовании электрического сигнала подаваемого от блока управления двигателем на электромагнит, линейное перемещение металлического штифта внутри направляющей трубки. На каждом цилиндре установлено два исполнительных элемента.

Металлический штифт плотно зафиксирован в своих крайних положениях электромагнитом (см. рис. 16). Исполнительный элемент установлен в блоке цилиндров таким образом, что его металлический штифт располагается перпендикулярно распределительному валу.

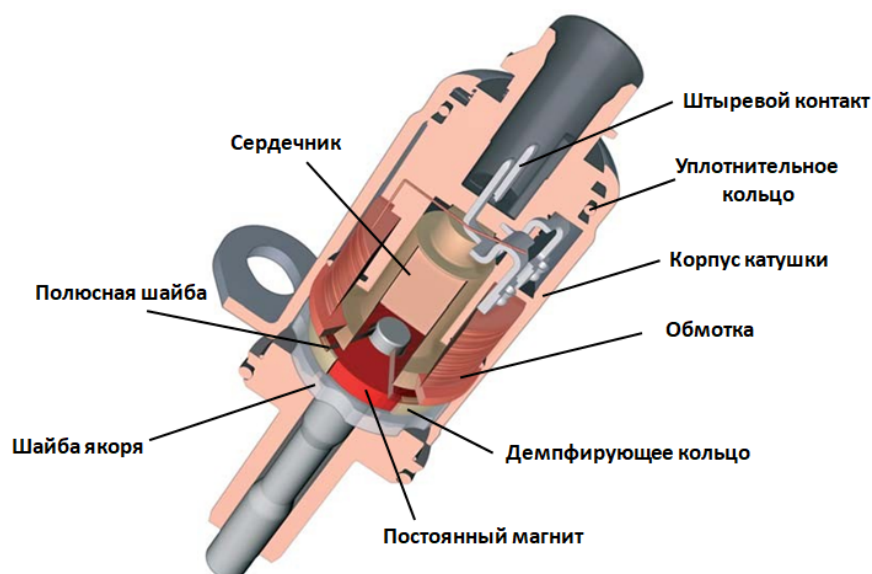


Рис. 16. Устройство исполнительного элемента системы регулировки фаз газораспределения

Время выдвигания металлического штифта составляет 18–22 мс, при этом ускорение составляет до 100 м/с^2 . Ввиду большого ускорения штифта в конструкции исполнительного элемента установлено демпфирующее кольцо, предназначенное для гашения колебаний и предотвращения возможной поломки магнита. Максимальный ток, потребляемый одним исполнительным элементом, составляет 3 А.

МЕХАНИЗМ СМЕЩЕНИЯ КУЛАЧКОВ

Смещение кулачкового сегмента осуществляется следующим образом. На электромагнит исполнительного элемента подаётся напряжение, за счёт чего осуществляется выдвигание металлического штифта, который входит в канавку кулачка, имеющую особый спиралевидный профиль. За счёт наличия этого профиля обеспечивается продольное перемещение кулачкового сегмента при его вращении. Кулачковый сегмент плотно прилегает к осевому ограничителю в точно определённом положении. Фиксация кулачковых сегментов (см. рис. 17) в положениях производится с помощью подпружиненного шарика, который установлен на распределительном валу. После осуществления перемещения кулачкового

сегмента металлический штифт возвращается в своё исходное положение за счёт особой конструкции основания канавки кулачка. Далее постоянный электромагнит исполнительного элемента создаёт индуктивное напряжение, которое считывается блоком управления двигателя. Возврат кулачкового сегмента в прежнее положение производится с помощью второго металлического штифта со сдвигающей канавкой на противоположной стороне сегмента.

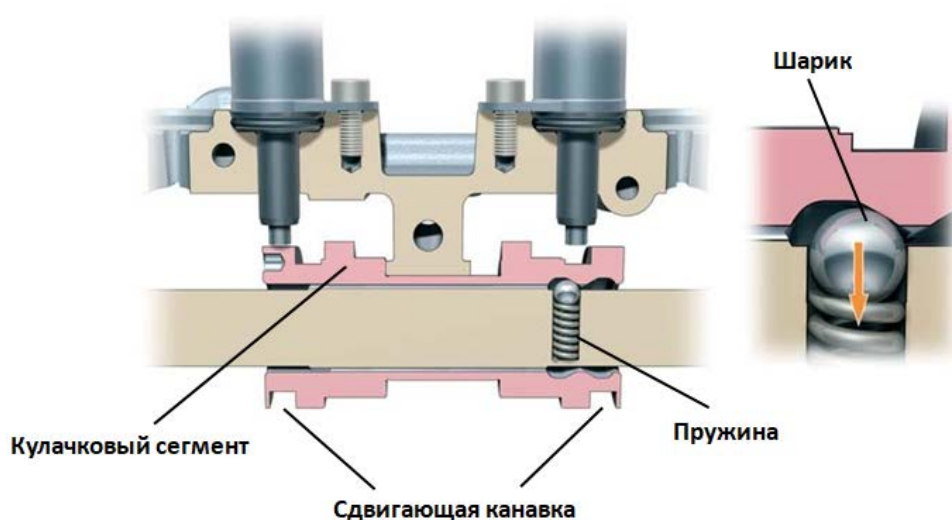


Рис. 17. Фиксация кулачкового сегмента

В случае выхода из строя электромагнита первого исполнительного элемента, электронный блок управления не считывает сигнал о возврате металлического штифта в исходное положение и записывает в память ошибку P11AE00. В таком случае подъём клапанов осуществляется по второму кулачку, который производит больший ход впускного клапана. На приборную панель никаких сигналов при этом не поступит, однако двигатель будет работать с заметной вибрацией. В случае выхода из строя электромагнита второго исполнительного элемента цилиндры не могут быть переключены на больший ход впускного клапана, поэтому частота вращения двигателя ограничивается на уровне 4000 об/мин. На приборной панели загорится надпись EPC (Electronic Power Control), сигнализирующая о неисправности.

ФОРМА ПРОФИЛЯ КУЛАЧКОВ

Один кулачковый сегмент (см. рис. 18) состоит из двух пар кулачков, каждая из которых управляет одним впускным клапаном. Форма профиля кулачков и их расстояние друг до друга различны. По большому счёту именно форма кулачка прямым образом влияет на мощность, выдаваемую двигателем. Так, например, профиль малого кулачка обеспечивает равномерную экономичную работу двигателя, а профиль большего кулачка обеспечивает большую мощность и крутящий момент двигателя.

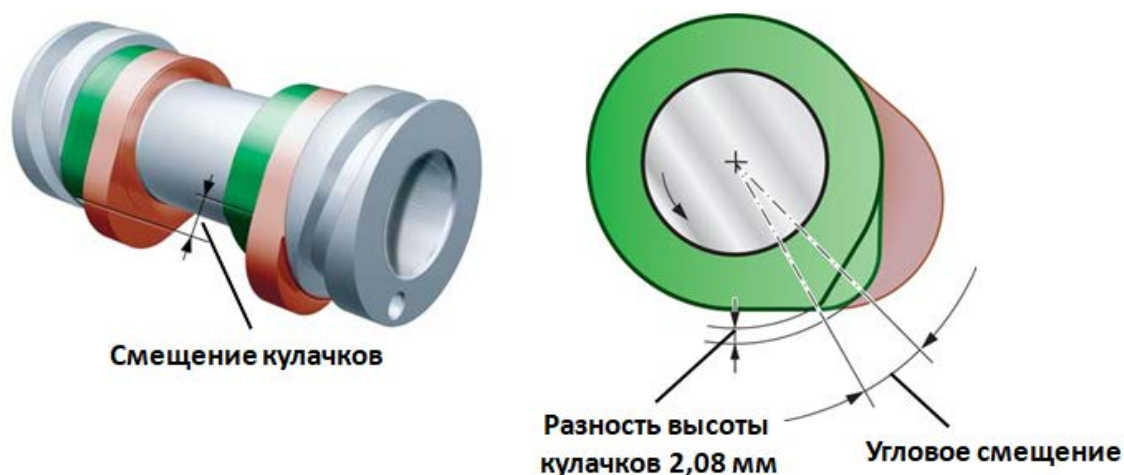


Рис. 18. Профиль кулачкового сегмента

При относительно низкой нагрузке на двигатель в условиях городской эксплуатации в управлении клапанами задействованы малые кулачки, причём открывание двух впускных клапанов происходит несимметрично. Ход открывания одного впускного клапана больше, чем другого, например 2 мм и 5,7 мм соответственно (см. рис. 19). Однако, помимо разности хода клапанов, полученный профиль кулачков позволяет обеспечить разное время открытия впускных клапанов.

Описанные выше конструктивные новшества дополнительно оказывают положительное влияние на подачу воздуха в рабочую камеру двигателя. Так, ввиду разности хода впускных клапанов, несимметричности их временного открытия повышаются линейная и угловая скорость потока всасываемого воздуха при поступлении в камеру сгорания.

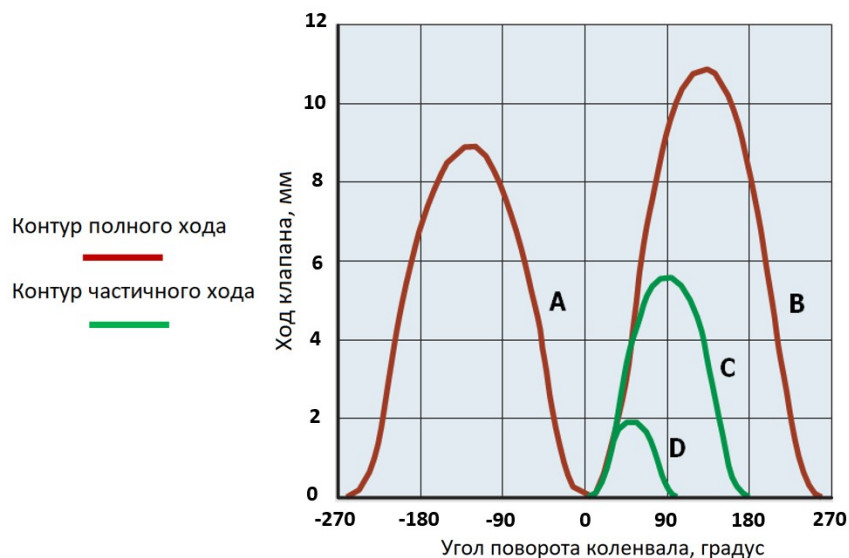


Рис. 19. График перемещения клапана от угла поворота коленчатого вала:

A – выпускной клапан, полный ход, 2 шт. на цилиндр;

B – впускной клапан, полный ход, 2 шт. на цилиндр;

C – впускной клапан, частичный ход, большой контур кулачка;

D – впускной клапан, частичный ход, малый контур кулачка

В результате всасываемый поток воздуха имеет большее вращательное движение, что способствует интенсивному перемешиванию внутри объема рабочей камеры потоков всасываемого воздуха и распыляемого из форсунок топлива. В итоге повышается полнота сгорания топливно-воздушной смеси, что положительно сказывается на общей эффективности работы двигателя.

Стоит отметить, что на предыдущих моделях двигателей линейки FSI для обеспечения хорошего смешения топливно-воздушной смеси применялись вихревые заслонки, установленные во впускном коллекторе. На двигателях FSI 2,8 и FSI 3,2 вихревые заслонки отсутствуют ввиду своей нецелесообразности.

РОЛИКОВЫЙ РЫЧАГ

Для обеспечения надёжной работы клапанов система роликовых рычагов, применяемая на предыдущих моделях двигателей FSI, требовала модернизации. Пары кулачков, составляющих один кулачковый сегмент, расположены очень близко друг к другу. С учётом того, что каждый кула-

чок совершает вращательное движение, требуется достаточный зазор между парой кулачков.

Для обеспечения постоянного зазора диаметр ролика и его ширина увеличены, а диаметр пальца был несколько уменьшен. Для надёжной передачи усилий при меньшей ширине ролика увеличен диаметр игольчатого подшипника за счёт установки втулки (см. рис. 20).

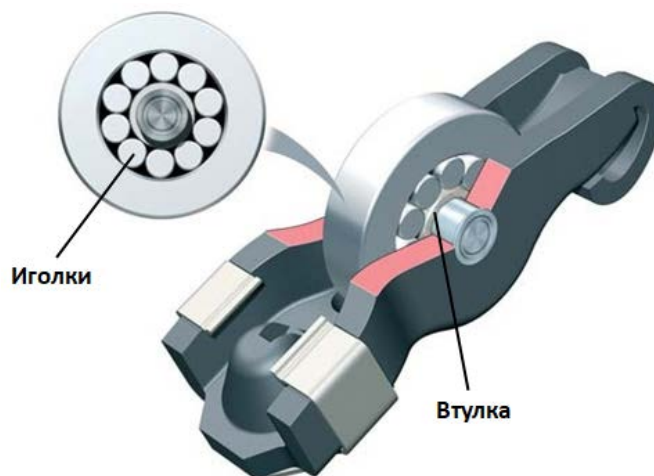


Рис. 20. Роликовый рычаг и игольчатый подшипник

ЦЕПНОЙ ПРИВОД ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

В сравнении с приводом газораспределительного механизма предыдущих моделей двигателей FSI, привод на двигателях FSI 2,8 и FSI 3,2 имеет следующие отличительные особенности:

- увеличено количество зубьев звёздочки распределительного вала привода А (см. рис. 21), что позволило уменьшить усилия, действующие на цепь;
- распределительные валы имеют триовальные звёздочки;
- сконструированные роликовые цепи для приводов от А до С (см. рис. 21) имеют срок службы и скорость износа примерно сопоставимую с применяемыми ранее втулочными цепями;
- роликовые цепи по акустическим параметрам работы и по характеристикам трения лучше, чем применяемые ранее втулочные;

- снижено демпфирование натяжителя цепи за счёт снижения колебаний и усилий на цепном приводе.
- наличие вентиляционных отверстий натяжителя цепи служат для подачи смазки на цепь, что приводит к дополнительному снижению трения в цепном приводе;
- масляный насос и балансирный вал приводятся в движение роликовой цепью с механическим натяжителем.

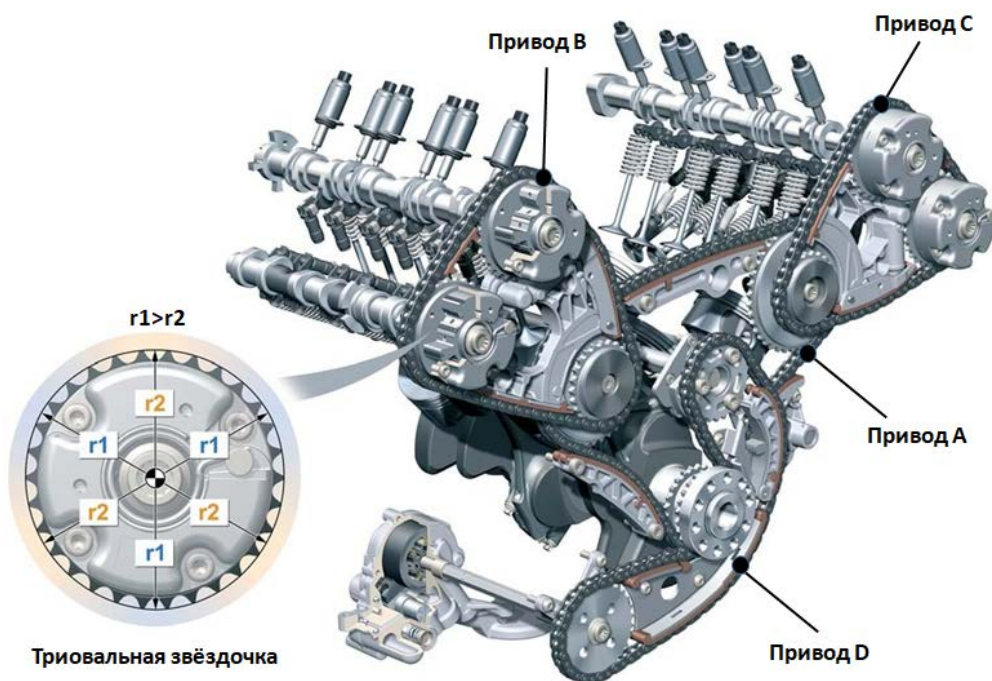


Рис. 21. Общая схема цепного привода газораспределительного механизма

Диаметр вершин зубьев: больший диаметр $r1 = 46,86$ мм; меньший диаметр $r2 = 45,71$ мм.

ТРИОВАЛЬНЫЕ ЗВЁЗДОЧКИ

В течение одного рабочего цикла в двигателях FSI открытие клапанов в одном ряду цилиндров осуществляется три раза. Для того чтобы открыть клапаны, необходимо приложить соответствующее усилие, поэтому при каждом открытии клапанов на цепной привод действует определённая нагрузка, которая вызывает колебания цепного привода.

Звёздочки распределительных валов имеют не круглую форму. По длине звёздочки имеется три зоны возвышения, соответствующих радиусу r_1 (см. рис. 21). За счёт увеличения диаметра в одной из зон возвышения увеличивается эффективная длина рычага и возрастает момент, направленный к клапану для его открытия. Зоны возвышения геометрически расположены именно в том месте, где кулачок должен открывать клапан. Подобное конструктивное решение в результате позволяет снизить усилия, действующие на цепь (см. рис. 22). Одновременно с этим увеличение эффективной длины рычага противодействует возникновению колебаний цепного привода, что повышает плавность хода цепи.

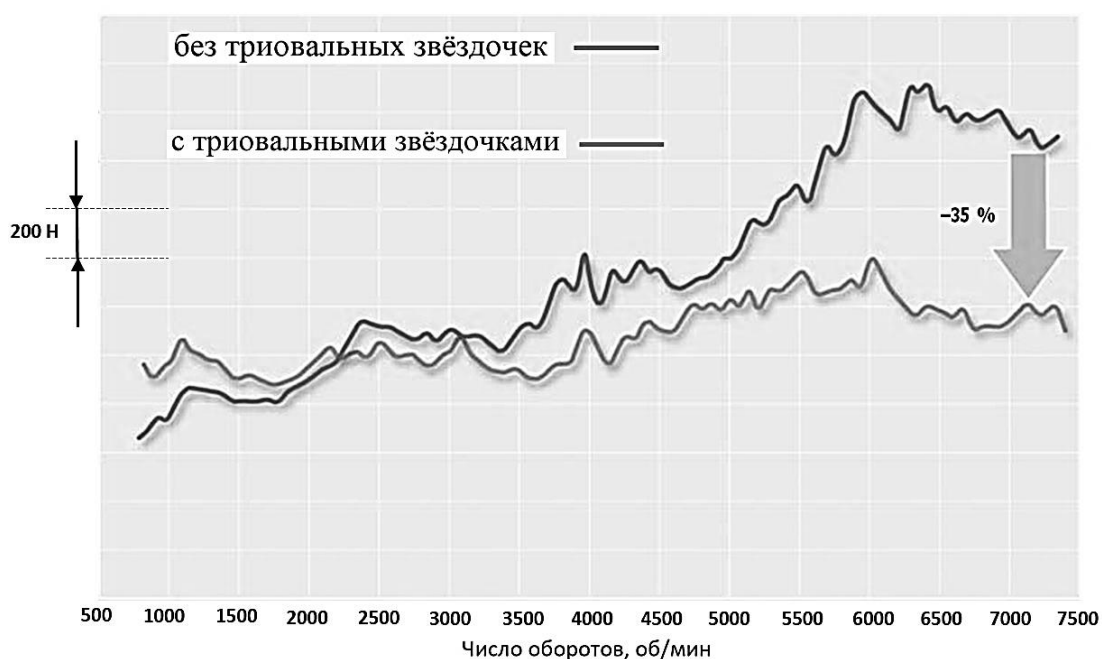


Рис. 22. График зависимости усилий, действующих на цепь, от числа оборотов коленчатого вала

Данная технология применяется и на других двигателях. Так, например, на рядном бензиновом четырёхцилиндровом двигателе TFSI объёмом 2,0 литра с ремённым приводом за один рабочий такт происходит четыре открывания клапанов, поэтому зубчатое колесо привода ремня газораспределительного механизма имеет два возвышения.

За счёт применения триовальных звёздочек на высоких оборотах двигателя снижение усилий, действующих на цепь, составляет 35 %.

ПРИВОД НАВЕСНЫХ АГРЕГАТОВ

Привод навесных агрегатов: генератор, насос охлаждающей жидкости, насос сервопривода рулевого управления, компрессор кондиционера осуществляется через поликлилиновой ремень (см. рис. 23). Необходимое натяжение ремня создаётся с помощью автоматического натяжного ролика.

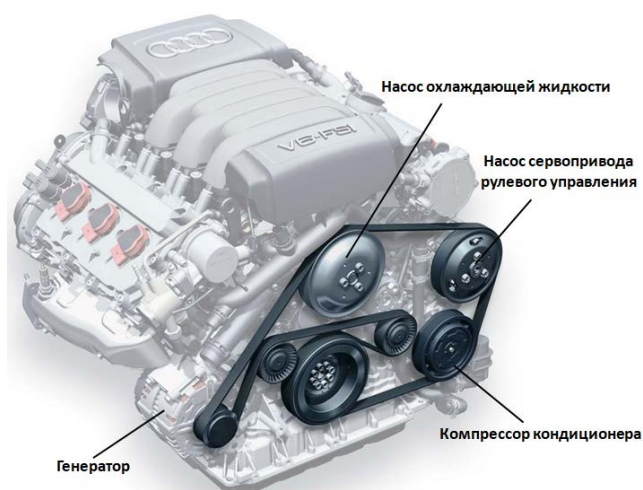


Рис. 23. Устройство привода навесного оборудования

СИСТЕМА СМАЗКИ

В сравнении с системой смазки предыдущих моделей двигателей, система смазки на двигателях FSI 2,8 и FSI 3,2 имеет следующие отличительные особенности:

- изменён угол серповидной канавки верхнего коренного вкладыша с 180° на 150° (см. рис. 24);
- уменьшен объём прокачиваемого масла в системе смазки;
- во вкладышах распределительного вала размещены отверстия для подвода масла;
- вдвое снижен расход масла через разбрызгивающие форсунки;
- снижены утечки масла из регуляторов и клапанов механизма регулировки фаз газораспределения;
- реализовано полноценное снабжение маслом всех каналов системы регулировки фаз газораспределения.



Рис. 24. Изменение угла серповидной канавки верхнего коренного вкладыша

На рис. 25 представлена гидравлическая схема системы смазки.

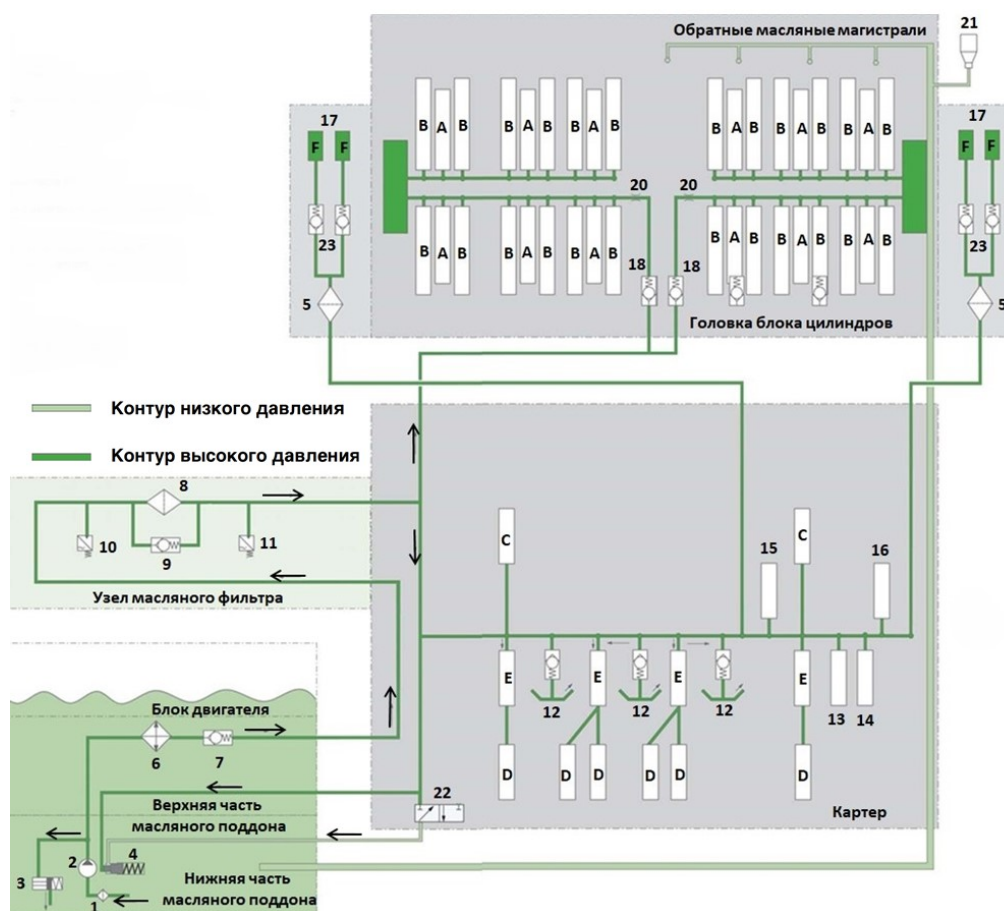


Рис. 25. Гидравлическая схема системы смазки двигателя:

1 – сетчатый фильтр; 2 – масляный насос с цепным приводом; 3 – пусковая форсунка; 4 – ступенчатый поршень с управляющей пружиной; 5 – масляный сетчатый фильтр; 6 – теплообменник охлаждающая жидкость – масло; 7 – обратный клапан; 8 – масляный фильтр; 9 – байпасный клапан; 10 – датчик пониженного давления масла F378; 11 – датчик давления масла F22; 12 – разбрызгивающие форсунки с интегрированными клапанами; 13 – привод D; 14 – привод A; 15 – подшипники промежуточного вала цепного привода B; 16 – подшипники промежуточного вала цепного привода C; 17 – регулировка фаз газораспределительного механизма; 18 – обратный запорный клапан; 19 – натяжитель цепи; 20 – дроссели в прокладке головки блока цилиндров; 21 – тонкий маслоотделитель; 22 – управляющий клапан масляного насоса N428; 23 – обратные клапаны. А – подшипник распределительного вала; В – гидрокомпенсатор; С – подшипник балансирующего вала; D – шатун; Е – коренной подшипник; F – система регулировки фаз газораспределительного механизма

В рассмотренной системе смазки за счёт приведённых выше изменений удалось задресселировать давление масла в головке блока цилиндров и одновременно улучшить систему подачи масла на клапана регуляторов фаз газораспределения.

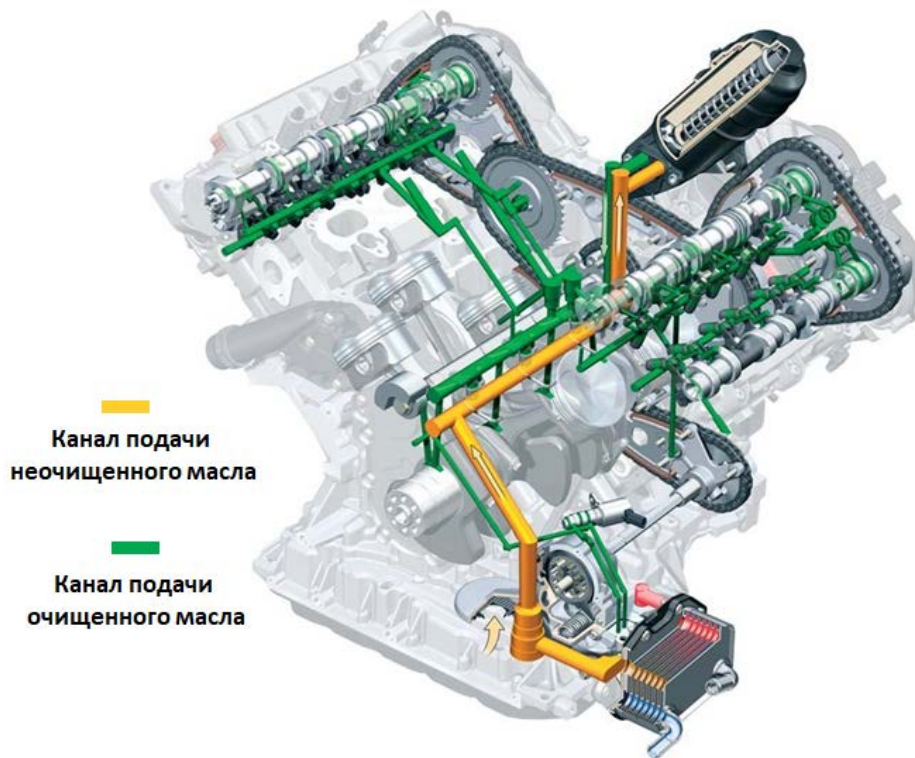


Рис. 26. Расположение каналов подачи масла системы смазки двигателя FSI

Заправочный объём масла в двигатель FSI 2,8 составляет 6,2 литра, в двигатель FSI 3,2 составляет 6,5 литра.

МАСЛЯНЫЙ НАСОС

Ввиду снижения объёма прокачиваемого масла в системе смазки в двигателях FSI 2,8 и FSI 3,2 применён новый тип масляного насоса – это регулируемый насос с качающимся золотником. Данный тип насоса требует существенно меньше энергии, подводимой для его привода. Регулировка расхода масла осуществляется через электроуправляемый клапан (клапан регулировки давления масла N428), который находится в блоке цилиндров над насосом (см. рис. 27).

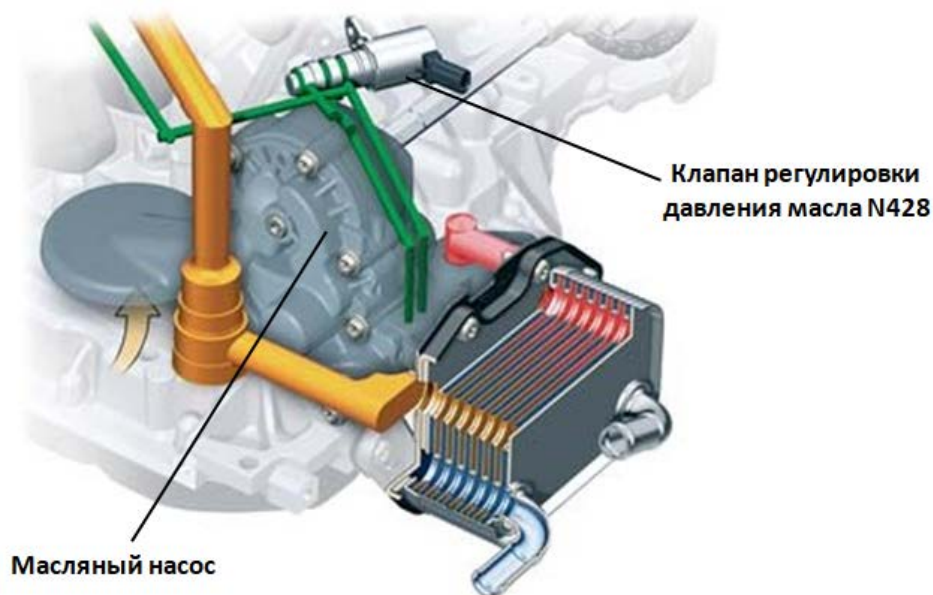


Рис. 27. Расположение клапана регулировки давления

Насос системы смазки имеет следующее устройство (см. рис. 28). Насос приводится в движение от цепного привода. Приводной вал насоса имеет жёсткую связь с ротором, который с помощью маятников связан с сепаратором.

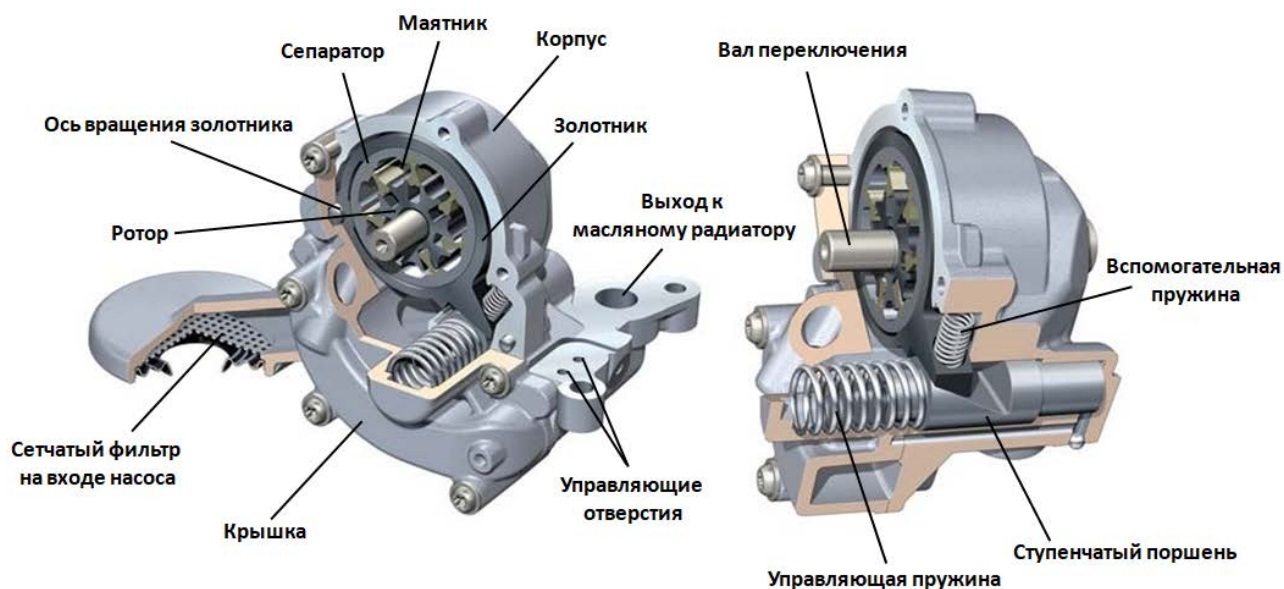


Рис. 28. Устройство масляного насоса

Маятники, расположенные в роторе, закреплены в радиальных шлицах, но при этом они являются подвижными элементами. Ротор совместно с маятниками и сепаратором совершают вращательное движение в золот-

нике. За счёт смещения (эксцентриситета) ротора по отношению к золотнику и сепаратору образуются камеры, имеющие переменный объём. Объём камер ограничен двумя маятниками, сепаратором, ротором и боковой крышкой насоса.

Если объём рабочей камеры насоса имеет минимальное значение, то при дальнейшем увеличении объёма создаётся разрежение в рабочей полости насоса и масло всасывается через сетчатый фильтр в рабочую полость насоса. При последующем вращении приводного вала насоса объём рабочих камер уменьшается, масло кратковременно сжимается, т. е. в нём повышается давление, и затем масло поступает непосредственно в главный масляный канал картера цилиндров и коленчатого вала.

Если давление масла превышает 11 бар, то на выходе из насоса срабатывает пружинный шариковый клапан, который часть масла направляет в масляный поддон, снижая, таким образом, давление масла в системе смазки. Во избежание перегрева масляного насоса в системе смазки имеется теплообменник масло – охлаждающая жидкость.

Масляный насос имеет возможность регулировки подачи, которая осуществляется следующим образом. Из главной масляной магистрали отбирается часть потока масла, которая подводится на клапан управления масляного насоса N428, представляющий собой электроуправляемый гидравлический 3/2-ходовый клапан. Далее часть отобранного масла может снова подаваться в масляный насос, а другая часть может подаваться во вторую магистраль. Вторая магистраль направлена на управляющий ступенчатый поршень, расположенный в масляном насосе. Управляющий ступенчатый поршень имеет две поверхности, но одну из них постоянно действует давление масла, подводимого к масляному насосу, а на другую поверхность давит давление масла из второй магистрали. Как правило, давление во второй магистрали выше, чем в магистрали подвода масла к насосу. Из-за возникающей разности давлений ступенчатый поршень смещается, преодолевая усилие управляющей пружины. При смещении поршня золотник следует за движением наклонного уступа поршня и от-

клоняется. При отклонении золотника эксцентриситет по отношению к ротору изменяется, что приводит к изменению объёма полости насоса, соответственно, к изменению объёма подачи насоса.

Точки перехода на ступень высокого давления

Автоматический переход на подачу масла под более высоким давлением возможен в двух случаях. Первый – в зависимости от частоты вращения двигателя, точка перехода 4600 об/мин. Второй – в зависимости от температуры масла, при этом включаются форсунки, разбрызгивающие масло на днище поршней для их интенсивного охлаждения.

Клапан регулировки давления масла N428

Клапан регулировки давления масла N428 (см. рис. 29) представляет собой гидравлический 3/2-ходовый клапан. Клапан приводится в движение электрическими сигналами, подаваемыми из блока управления двигателем.

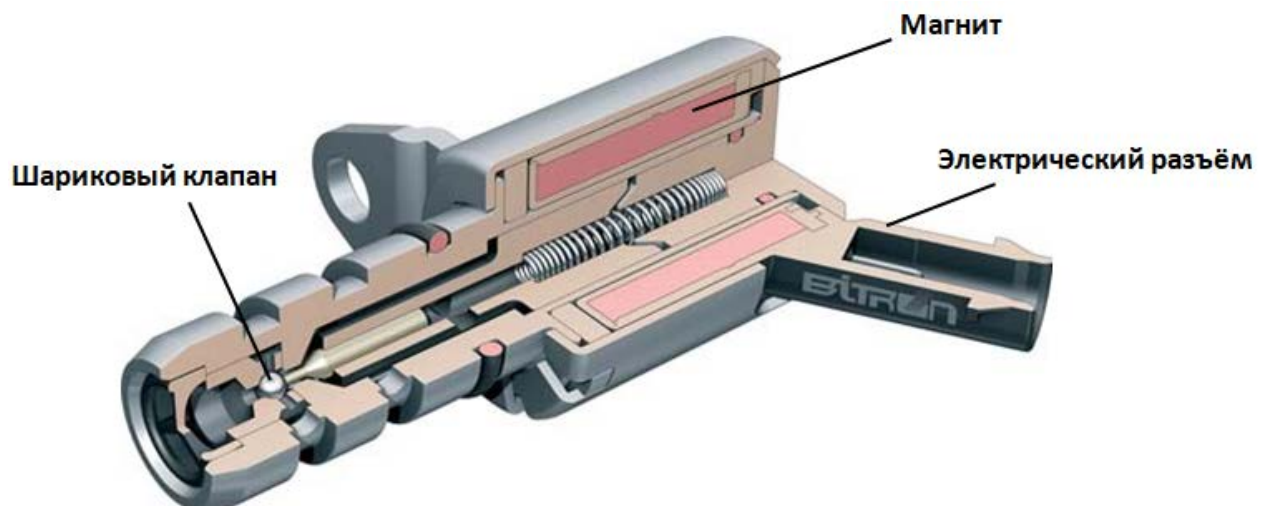


Рис. 29. Устройство управляющего клапана N428

Клапан регулировки давления масла N428 непосредственно закреплён над масляным радиатором с помощью резьбовых соединений (см. рис. 30).

Клапан регулировки давления масла N428

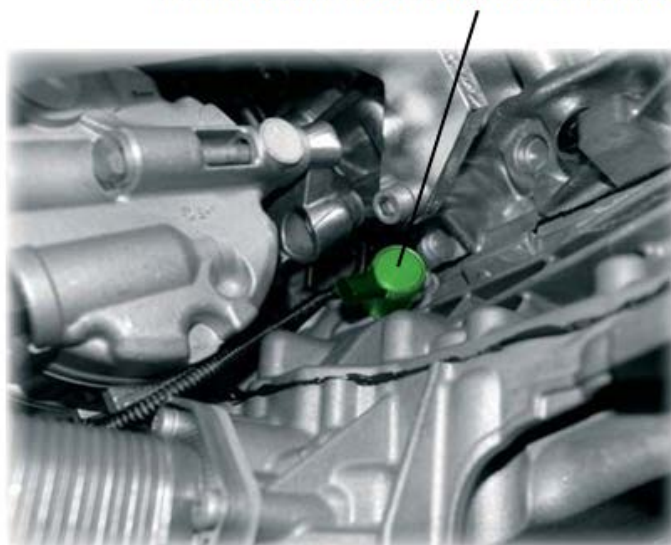


Рис. 30. Расположение клапана регулировки давления масла N428

В случае выхода из строя клапана регулировки давления двигателя работает с максимальным давлением масла во всём диапазоне частоты вращения двигателя.

ДАТЧИК Пониженного Давления Масла F378

Датчик пониженного давления масла установлен в основной масляной магистрали, перед блоком масляного фильтра (см. рис. 31).

Датчик пониженного давления масла F378

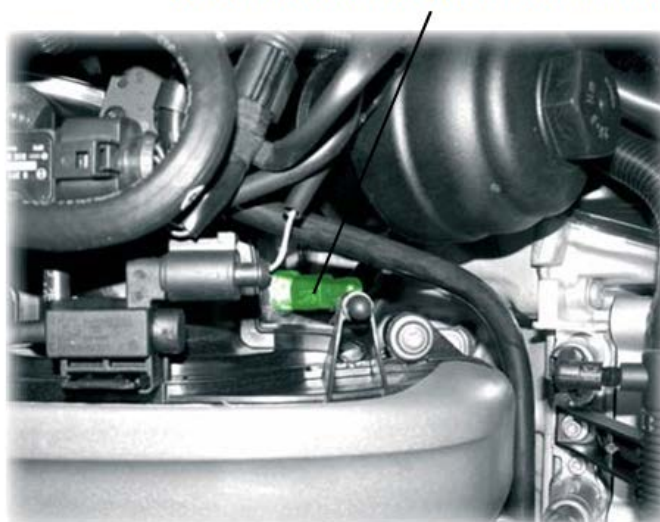


Рис. 31. Расположение датчика пониженного давления масла F378

Датчик находится в замкнутом положении, когда давление масла выше 0,9 бар. Когда давление масла падает ниже 0,9 бар, датчик размыкается, и блок управления двигателем подаёт сигнал управления на контрольную лампу давления масла в комбинации приборов.

ДАТЧИК ДАВЛЕНИЯ МАСЛА F22

Основной датчик давления масла установлен в напорной магистрали системы смазки, после масляного фильтра (см. рис. 32). Датчик давления масла замыкается при давлении 2,5 бар. По сигналу от датчика давления масла блок управления двигателем распознаёт, что масляный насос подаёт масло с требуемым давлением.



Рис. 32. Расположение датчика давления масла

Переключение работы системы смазки на ступень низкого или высокого давления осуществляется на основе показаний двух датчиков давления масла.

ИНДИКАТОР УРОВНЯ СМАЗКИ

На предыдущих моделях двигателей FSI применялся термический датчик уровня масла TOG. Данный датчик работает по принципу нагреваемой проволоочной нити. Текущий уровень масла определяется с помощью

температурозависимого меандра, который подогревается, и далее в зависимости от текущего уровня масла охлаждается с определённой интенсивностью. Именно величина интенсивности охлаждения затем переводится в значение уровня масла.

На новых двигателях FSI применяется ультразвуковой датчик уровня масла PULS. Испускаемые ультразвуковые импульсы отражаются от границы раздела сред масло – воздух, и далее на основании временного интервала между отправленным и вернувшимся обратно импульсом, с учётом скорости звука и вычисляется уровень масла.

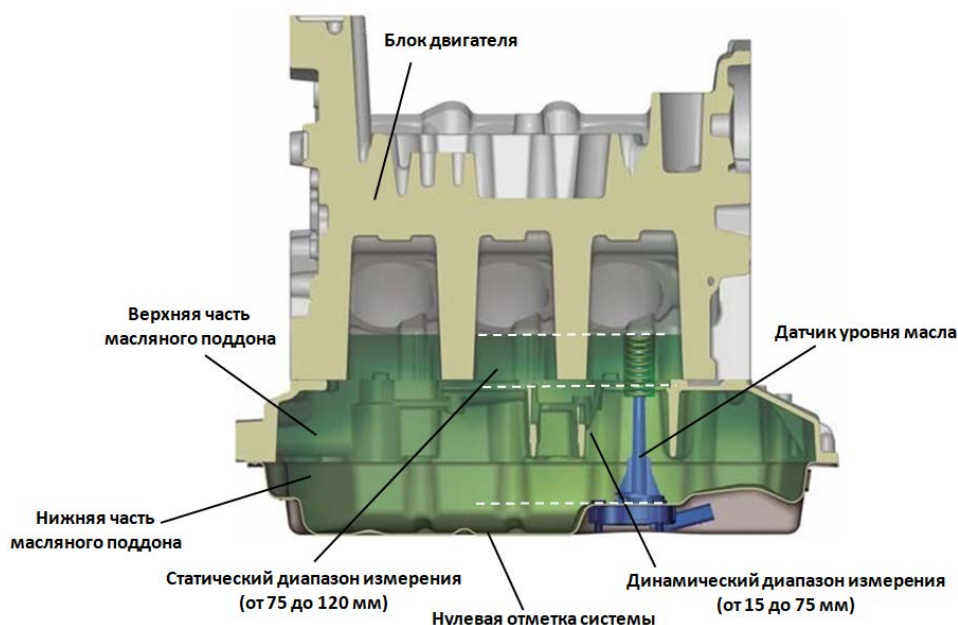


Рис. 33. Поперечный разрез блока цилиндров двигателя с отметками уровня масла

Сигнал от датчиков уровня масла обрабатывается встроенным в корпус датчиков электронным блоком. На выходе из блока присутствует ШИМ-сигнал (ШИМ – широтно-импульсная модуляция). Преимущества ультразвуковых датчиков заключается в быстром получении сигнала от датчиков примерно через 100 мс и малом потреблении тока $< 0,5$ А. Предыдущий датчик уровня масла TOG потреблял ток до 5 А.

В предыдущих моделях двигателей FSI анализ сигнала датчиков уровня масла старого типа (TOG) производился в блоке управления ком-

бинации приборов. На новых двигателях FSI анализ сигнала датчиков осуществляет блок управления двигателем.

На новых двигателях FSI отсутствует измерительный щуп. Водитель может проверить уровень масла только через индикатор в комбинации приборов. Однако трубка измерительного щупа конструктивно устанавливается. Через эту трубку на станции технического обслуживания можно производить откачку масла и сравнить вычисленный и фактический уровень масла. Для осуществления этих целей имеется специальный инструмент – контрольный прибор для определения уровня масла, который вставляется в трубку, как маслоизмерительный щуп.

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Система охлаждения двигателей FSI отличается в зависимости от наличия или отсутствия автономного отопителя (см. рис. 34 и 35).

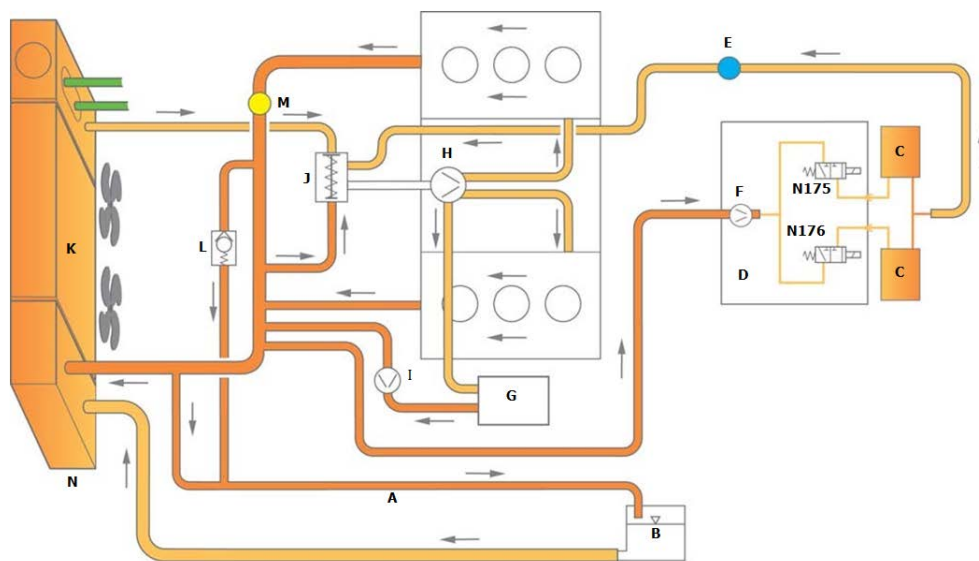


Рис. 34. Схема системы охлаждения двигателя без автономного отопителя:

- А – магистраль прокачки; В – расширительный бачок;
- С – теплообменник; D – модуль клапанов насоса (N175/N176 и V50);
- Е – резьбовая пробка вентиляционного отверстия; F – V50; G – радиатор двигателя;
- Н – насос охлаждающей жидкости; I – дополнительный насос охлаждающей жидкости (только для стран с жарким климатом); J – термостат; K – радиатор охлаждающей жидкости; L – обратный клапан

Благодаря изменению водяной рубашки цилиндров удалось снизить максимальные температуры в картере цилиндров и коленчатого вала, что дало возможность уменьшить объём потока охлаждающей жидкости и геометрические размеры насоса для прокачки охлаждающей жидкости.

В качестве дальнейшей меры для уменьшения мощности трения в двигателе FSI 2,8 температура открывания термостата охлаждающей жидкости была повышена на 8 °С до значения 95 °С.

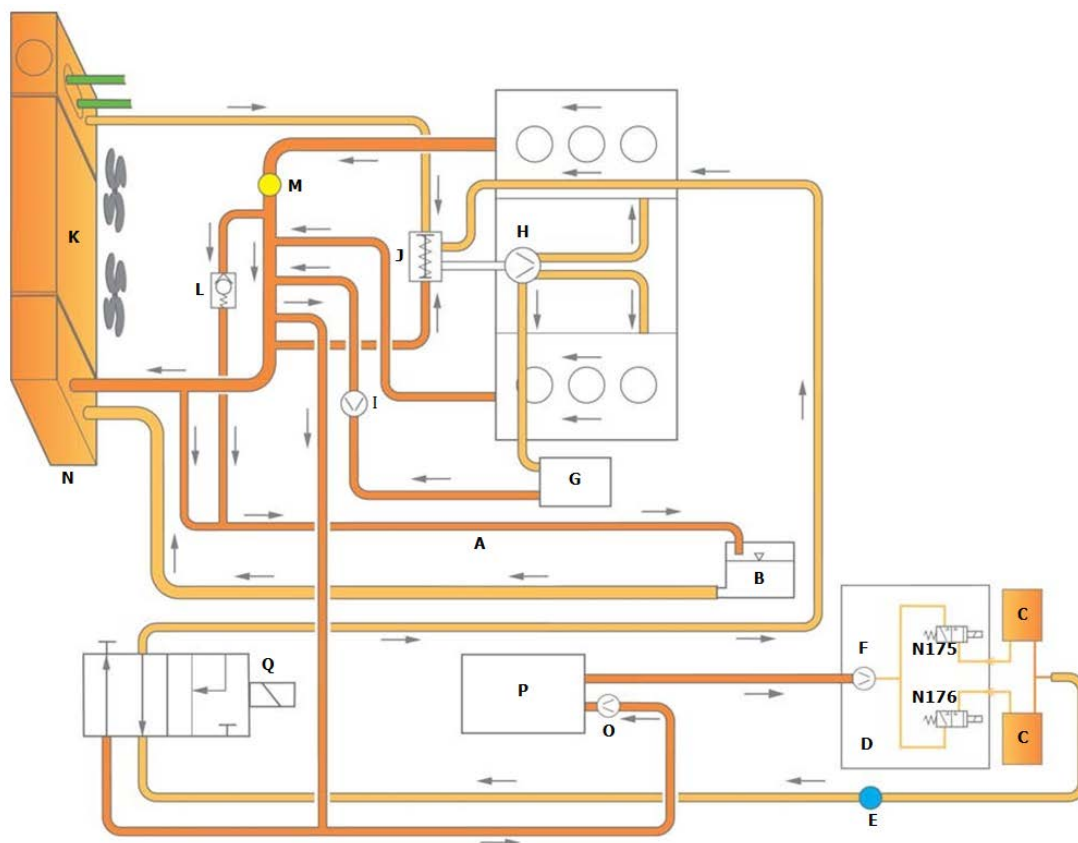


Рис. 35. Схема системы охлаждения двигателя с автономным отопителем
М – датчик температуры охлаждающей жидкости G6; N – охладитель ATF;
O – насос рециркуляции; P – автономный отопитель; Q – запорный клапан системы
охлаждения отопителя N279

Различия в устройстве конструкции охлаждения зависят от климатических условий стран, в которые поставляются автомобили. Так, например, автомобили для эксплуатации в странах с тропическими климатическими условиями снабжены дополнительным насосом циркуляции охлаждающей жидкости.

Размещение элементов системы охлаждения для автомобилей с правым и левым расположением руля различно. На рисунках изображена схема системы охлаждения двигателя с левым расположением руля.

ТЕРМОСТАТ

Термостат представляет собой подвижный клапан, который приводится в движение из-за изменения температуры охлаждающей жидкости. Термостат осуществляет перенаправление потоков охлаждающей жидкости из малого круга охлаждения в большой круг охлаждения. В устройстве термостата (см. рис. 36), помимо основных клапанов для охлаждающей жидкости, есть ещё воздушный клапан, который нужен для удаления воздушных пробок из системы охлаждения.

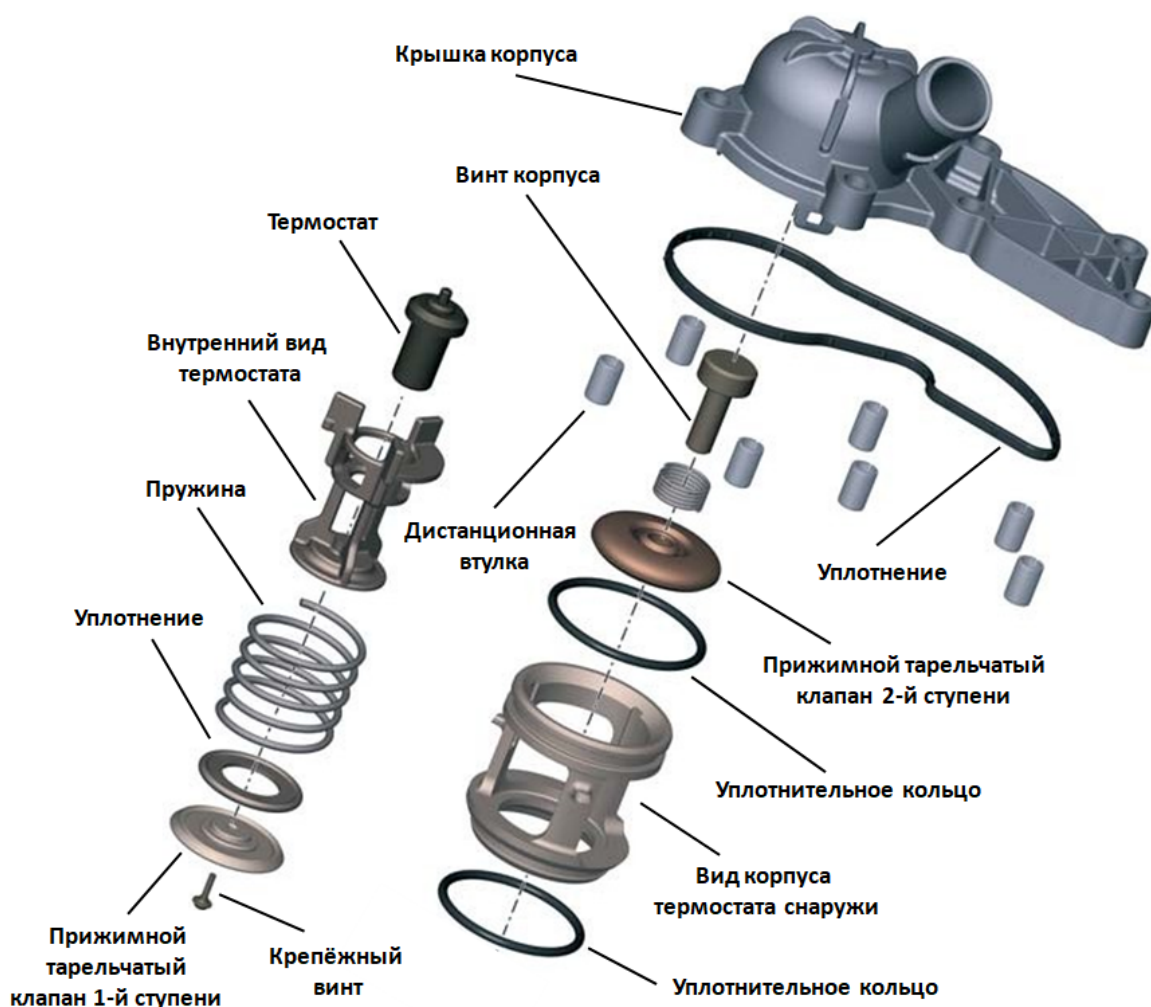


Рис. 36. Устройство термостата

При температуре охлаждающей жидкости 95°C термостат остаётся закрытым. Направление движения охлаждающей жидкости в этом случае показано на рис. 37.

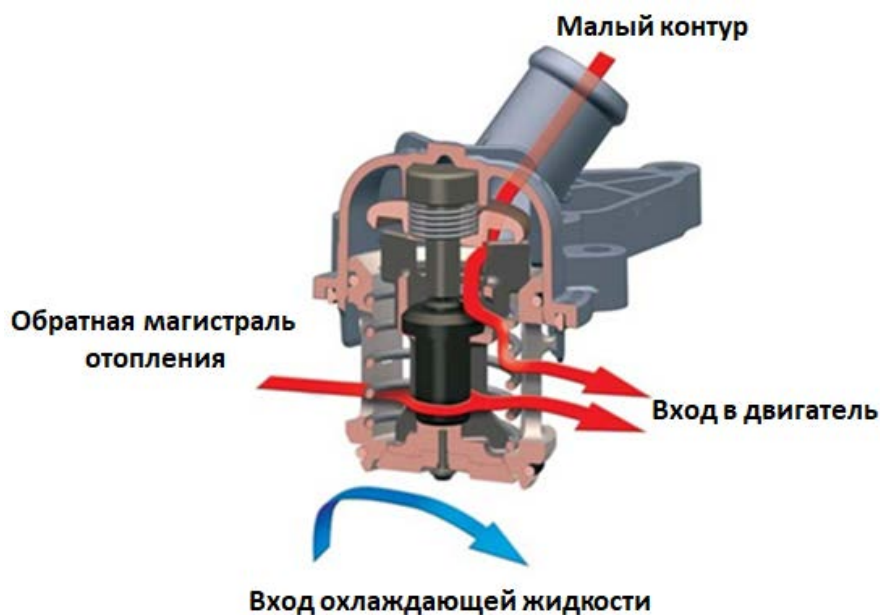


Рис. 37. Движение охлаждающей жидкости в случае закрытого термостата

При температуре охлаждающей жидкости 135°C достигается максимальное проходное сечение отверстия термостата в 16 мм. Направление движения охлаждающей жидкости в этом случае показано на рис. 38.

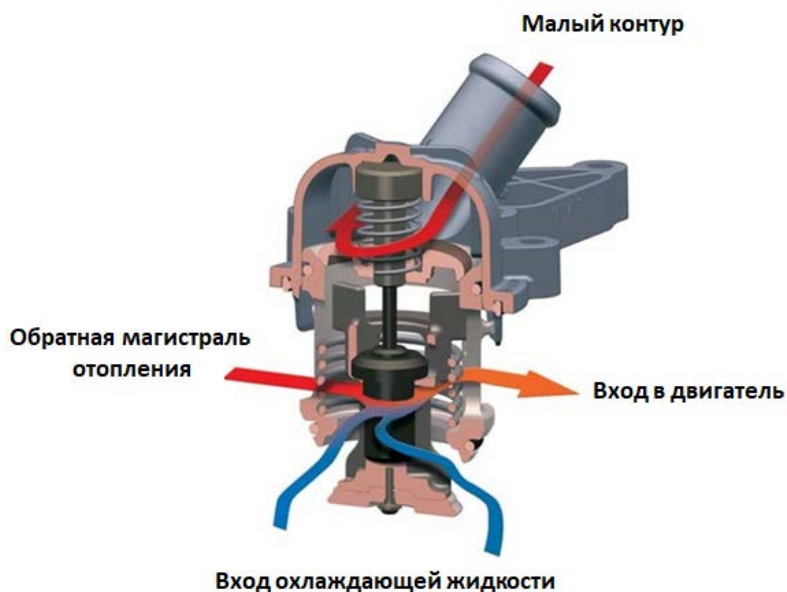


Рис. 38. Движение охлаждающей жидкости в случае полностью открытого термостата

ИНЕРЦИОННАЯ ЦИРКУЛЯЦИЯ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ

Инерционная циркуляция охлаждающей жидкости управляется блоком управления двигателя J623 на основании параметрической характеристики. Условия включения и время работы инерционной циркуляции охлаждающей жидкости рассчитывается на основании математической модели исходя из следующих параметров: температура охлаждающей жидкости (датчик температуры охлаждающей жидкости G62); температура масла в двигателе (датчик температуры масла G8); наружная температура (датчик температуры воздуха на впуске G42).

Определение условий включения работы инерционной циркуляции охлаждающей жидкости осуществляется непрерывно с момента запуска двигателя. Максимальное время работы системы составляет 10 мин.

Таблица 3

Условия для включения инерционной циркуляции охлаждающей жидкости

Наружная температура 10 °С	Температура ОЖ 110 °С
Наружная температура 10 °С	Температура ОЖ 115 °С
Наружная температура 40 °С	Температура ОЖ 102 °С

СИСТЕМА ВОЗДУШНОГО ПИТАНИЯ

Система воздушного питания обеспечивает движение атмосферного воздуха из окружающей среды до рабочих камер двигателя. Основные элементы системы подачи воздуха представлены на рис. 39. Воздухозаборник находится в передней части подкапотного пространства. В корпусе воздушного фильтра расположен фильтрующий элемент для очистки всасываемого воздуха от частиц пыли и грязи. Дроссельная заслонка регулирует количество воздуха поступающего во впускной ресивер. Система воздушного питания содержит в себе измерительные датчики: датчик массового расхода воздуха, датчик температуры всасываемого воздуха и датчик давления во впускном коллекторе.

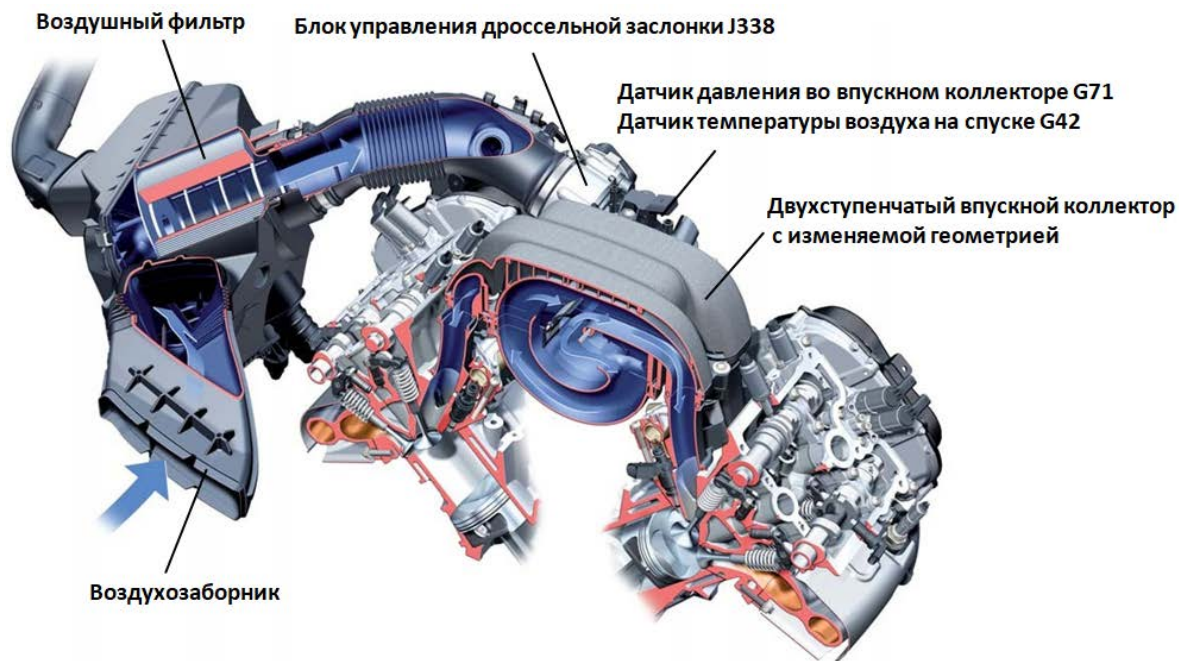


Рис. 39. Устройство системы воздушного питания

МОДУЛЬ ДРОССЕЛЬНОЙ ЗАСЛОНКИ J338

Дроссельная заслонка располагается между воздушным фильтром и впускным коллектором и выполняет дозирование количества воздуха, поступающего в двигатель. Непосредственно сама заслонка выполнена из пластика и приводится в движение электрическим блоком управления, в котором располагаются два датчика угла поворота (см. рис. 40).



Рис. 40. Устройство модуля дроссельной заслонки

В качестве датчиков угла поворота (см. рис. 41) установлены два магниторезистивных датчика. Данные о положении дроссельной заслонки приходят на блок управления двигателя в виде аналоговых сигналов. Характеристики обоих датчиков противофазны.



Рис. 41. Устройство блока управления дроссельной заслонки

На входном штуцере находится сенсорный узел, состоящий из датчика температуры воздуха на впуске G42 и датчика давления во впускном коллекторе G71 (см. рис. 42).

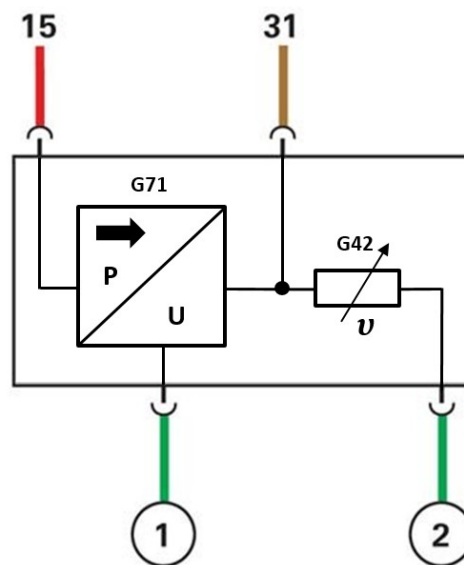


Рис. 42. Электрическая схема датчиков температуры и давления:

G42 – датчик температуры воздуха на впуске; G71 – датчик давления во впускном коллекторе; 15 – клемма 15; 31 – клемма 31; 1 – сигнал напряжения давления воздуха во впускном коллекторе; 2 – выходной сигнал сопротивления температуры воздуха на впуске

Первичное распознавание массы воздуха производится датчиком давления во впускном коллекторе G71. Встроенный датчик температуры воздуха на впуске G42 параллельно измеряет температуру всасываемого воздуха. На основании этих двух значений блок управления двигателя рассчитывает массу воздуха, поступающего в двигатель.

ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР С ИЗМЕНЯЕМОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ

Для улучшения характеристик мощности и крутящего момента применяется двухступенчатый впускной коллектор с изменяемой геометрией (см. рис. 43). Переключение производится клапаном изменения геометрии впускного коллектора N156, который при подаче на него сигналов управления разблокирует подачу разряжения. Сигнал обратной связи о положении заслонок поступает от датчика положения заслонок впускного коллектора G513. Вакуумный ресивер интегрирован в корпус впускного коллектора.

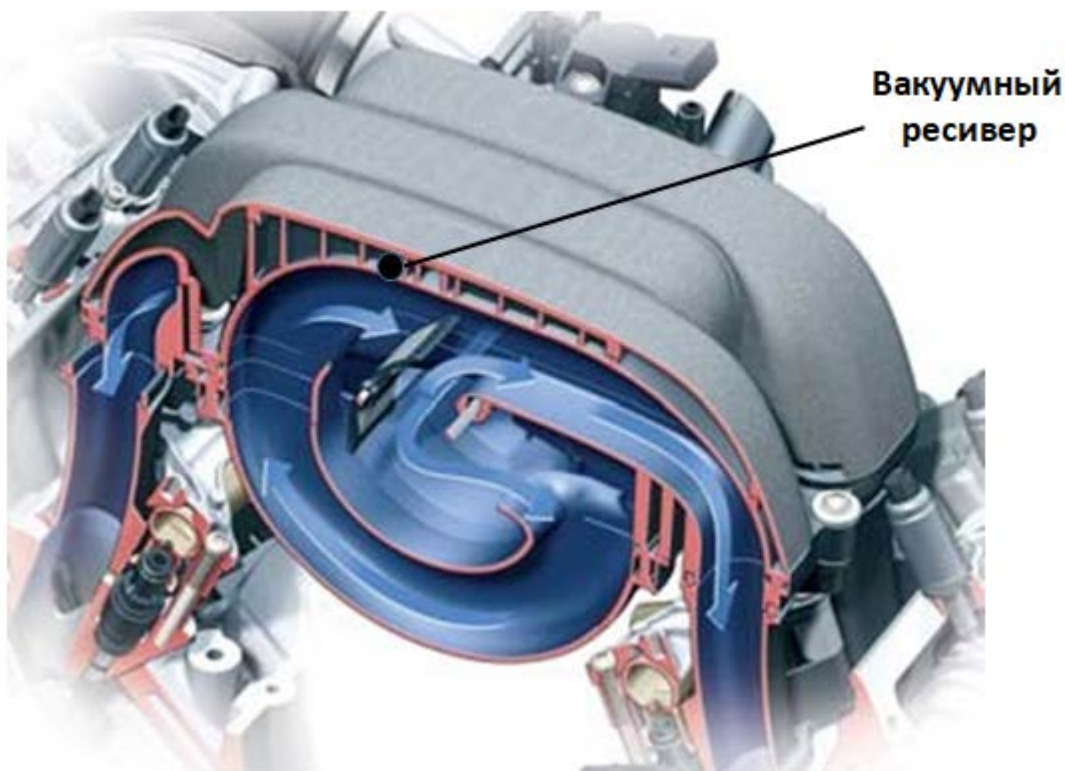


Рис. 43. Поперечный разрез впускного коллектора

ДАТЧИК ПОЛОЖЕНИЯ ЗАСЛОНОК ВПУСКНОГО КОЛЛЕКТОРА G513

Датчик положения заслонок впускного коллектора (см. рис. 44) передаёт сигнал об их положении непосредственно на блок управления двигателя.



Рис. 44. Место расположения датчика положения заслонок

Датчик положения заслонок впускного коллектора работает по принципу датчика Холла. Датчик представляет собой электронный управляемый датчик (см. рис. 45).



Рис. 45. Устройство датчика положения заслонок

Он состоит из ротора с магнитами (на валу заслонок впускного коллектора) и встроенной полупроводниковой микросхемы, так называемой Hall-IC. В Hall-IC питающий ток протекает по слою полупроводника. Ротор поворачивается в воздушном зазоре. Благодаря большому количеству магнитов в роторе можно распознавать положение заслонок впускного коллектора с большой точностью.

Датчики Холла устанавливаются для измерения частоты вращения и распознавания положений. В функции распознавания положения могут фиксироваться как линейные перемещения, так и углы поворота. Так, датчик положения заслонок впускного коллектора измеряет угол поворота, то есть положение заслонок.

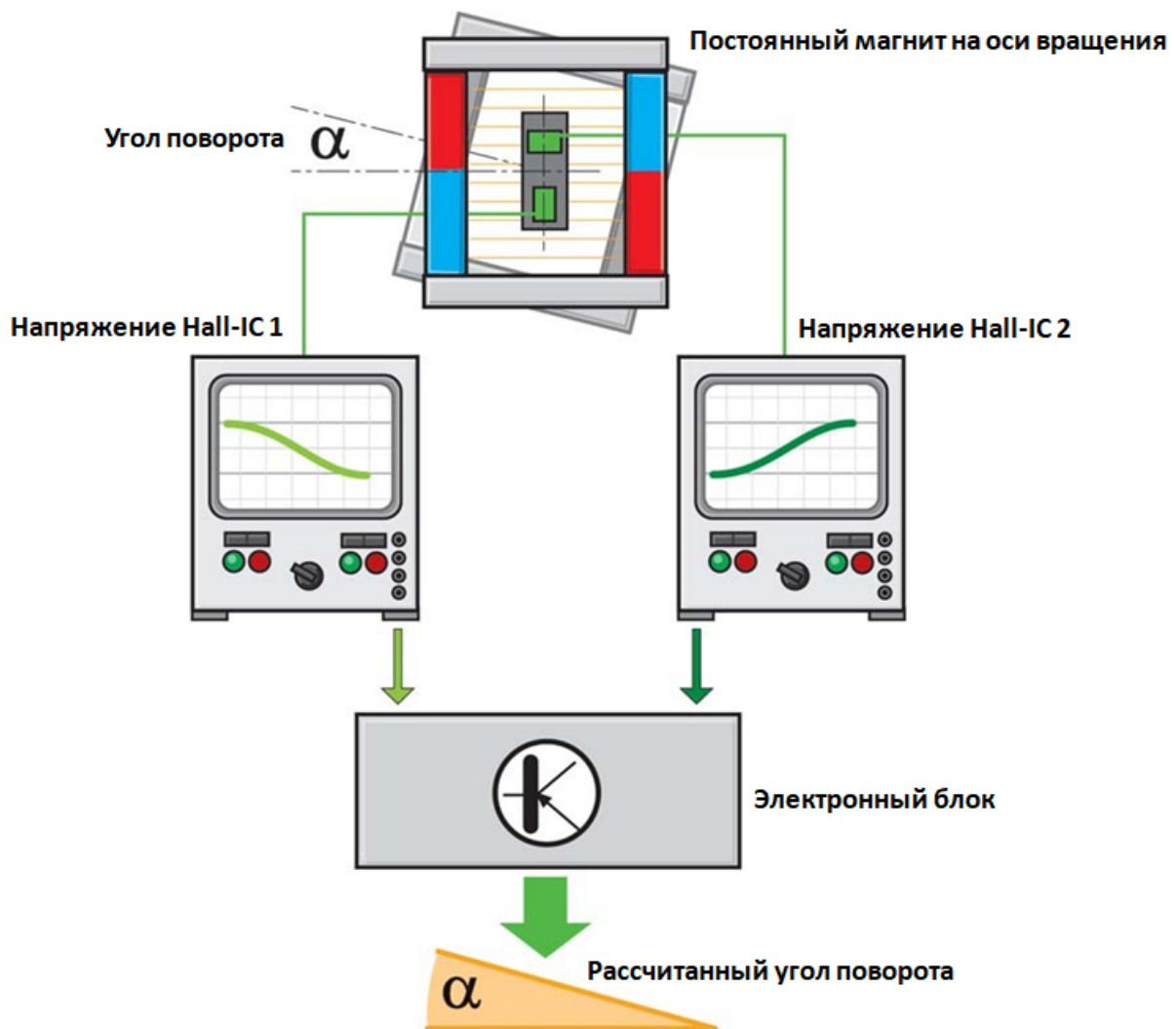


Рис. 46. Схематичное изображение принципа работы датчика Холла

В зависимости от конструкции датчика Холла и постоянного магнита использование эффекта Холла может обеспечить фиксирование и измерение угла поворота. Для этого в датчике две Hall-IC расположены под прямым углом друг к другу. Благодаря своему расположению обе эти пластины создают противофазные напряжения на выходе датчика Холла. На основании обоих параметров напряжения электроника датчика рассчитывает угол поворота оси вращения.

ВАКУУМНАЯ СИСТЕМА

Требуемое разрежение создаётся вакуумным насосом (см. рис. 47), который приводится в движение распределительным валом второго ряда цилиндров.

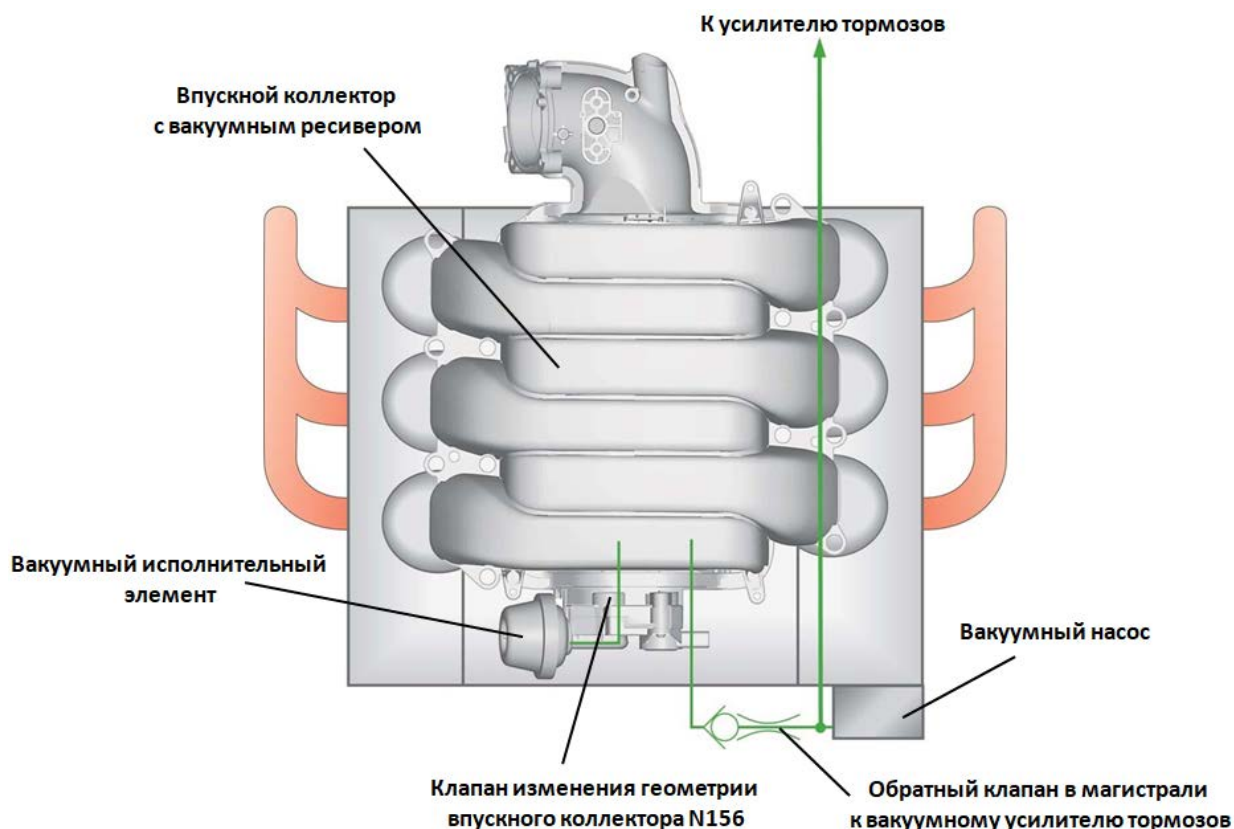


Рис. 47. Схематичное изображение расположения вакуумных систем

Внутренняя полость, расположенная во впускном коллекторе, служит вакуумным ресивером, когда двигатель находится в заглушенном состоя-

нии. Потребителями вакуума в данном двигателе является две системы. Первая – это система изменения длины впускного коллектора. Заслонки впускного коллектора, отклоняясь на определённый угол, изменяют длину пути воздуха на всасывании. Так, например, при низких оборотах двигателя движение всасываемого воздуха осуществляется по более длинному пути, а при оборотах двигателя свыше 4000 об/мин подача осуществляется по короткому пути.

Вторая система, потребляющая вакуум, – это вакуумный усилитель тормозов.

СИСТЕМА ПОДАЧИ ТОПЛИВА

В сравнении с системой подачи топлива предыдущих моделей двигателей, система подачи топлива на двигателях FSI 2,8 и FSI 3,2 имеет следующие отличительные особенности:

- снижена мощность, требуемая для работы топливного насоса;
- упрощение схемы подачи топлива путём отказа от применения клапана ограничения давления в топливной рампе;
- отсутствует обратная магистраль низкого давления из топливной рампы на вход топливного насоса высокого давления.

Двигатели FSI (Fuel Stratified Injection) оснащены непосредственным впрыском топлива. Первоначально топливный насос под давлением подаёт бензин в топливную рампу, а затем, уже из рампы, бензин подаётся прямо в камеры сгорания через форсунки, управляемые специальным электронным блоком.

Общая схема системы подачи топлива представлена на рис. 48.

В двигателях FSI применяется регулируемый топливный насос высокого давления фирмы HITACHI (см. рис. 49). Регулировка подачи топлива осуществляется в зависимости от его расхода. Топливный насос высокого давления приводится тройным кулачком через роликовый тарельчатый толкатель.

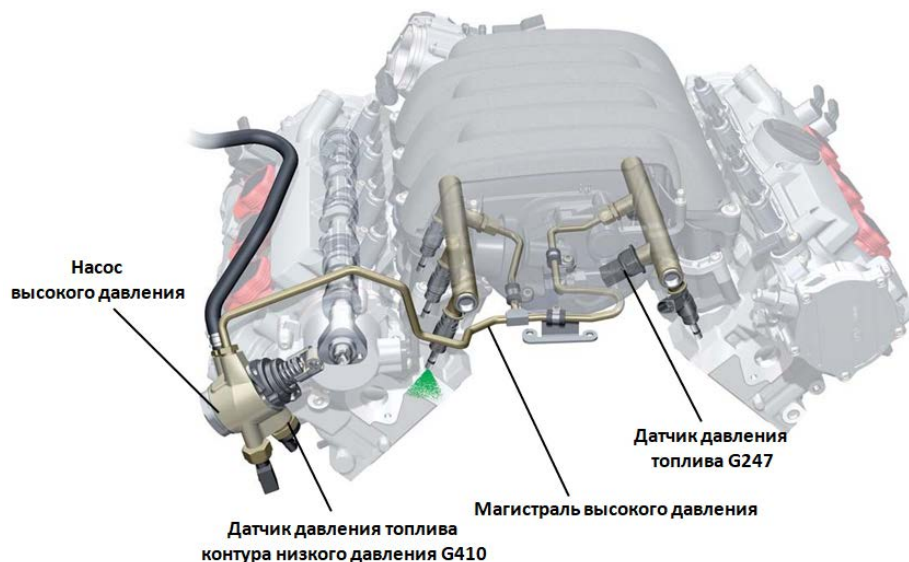


Рис. 48. Расположение элементов топливной системы

Применение роликового тарельчатого толкателя позволило снизить отбираемую для привода насоса мощность.



Рис. 49. Топливный насос

Тройной кулачок расположен на конце распределительного вала впускных клапанов ряда цилиндров. Поскольку имеется возможность обеспечить очень большой максимальный объём подачи, то возможна установка единой топливной системы на оба двигателя.

Устанавливаемый ранее в топливной рампе клапан ограничения давления теперь интегрирован в насос. Благодаря этому отсутствует обратная

магистраль контура низкого давления. Дополнительно в насосе установлены: датчик давления топлива для контура низкого давления G410; клапан дозирования топлива N290; демпфер пульсаций давления, снижающий пульсации в подающей магистрали.

Датчик давления топлива для низкого давления G410 ввёрнут в топливный насос высокого давления со стороны входа. Он представляет собой тонкоплёночный датчик давления со встроенной электронной микросхемой обработки сигнала. В блок управления двигателя подаётся аналоговый сигнал. Датчик давления топлива G247 ввёрнут в топливную рампу второго ряда цилиндров. Он работает в диапазоне измерений от 0 до 140 бар. Принцип его работы аналогичен принципу работы датчика G410. Он всего лишь конструктивно выполнен для работы в другом диапазоне давлений.

Форсунки впрыска топлива под высоким давлением конструктивно также взяты из предыдущих моделей двигателя FSI. Они выполнены как форсунки с однодырочным распылителем и модифицированы для подачи минимальных порций топлива.

СИСТЕМА ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Выпускной коллектор выполнен таким образом, что выходящие из каждого цилиндра отработавшие газы непосредственно попадают на широкополосный лямбда-зонд, установленный перед катализатором (см. рис. 50).

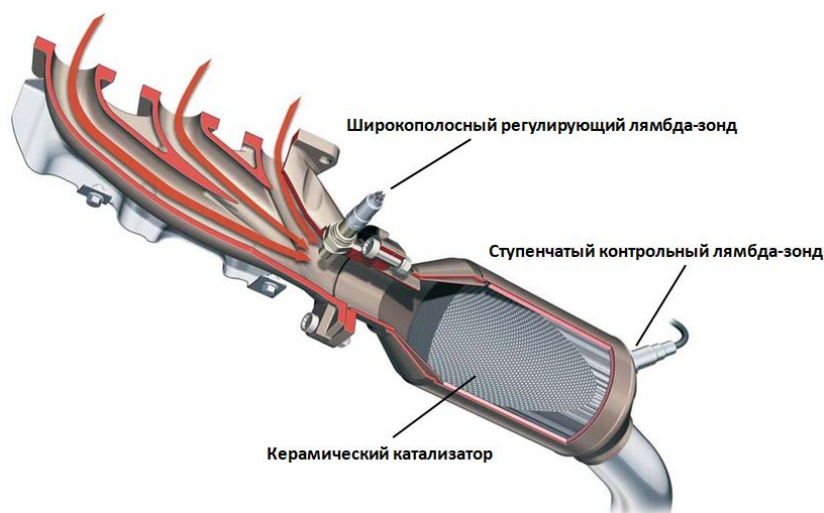


Рис. 50. Катализатор системы отработавших газов

При этом не происходит перемешивания с отработавшими газами из других цилиндров.

БЛОК УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ

Электронный блок управления двигателем (см. рис. 51) является основным электронным модулем централизованной системы управления силовым агрегатом и вспомогательными системами автомобиля.

Блок управления двигателем J623



Рис. 51. Общий вид блока управления двигателем

Одним из важнейших элементов системы управления двигателем является CAN шина, которая представляет собой цифровую систему управления всеми электронными устройствами автомобиля. CAN шина осуществляет передачу сигналов от всех датчиков к блоку управления двигателем. Сама CAN шина состоит из витой пары, имеющей две отдельные линии, по которым передаются данные со скоростью 1 Мбит/с.

На рис. 52 представлено схематичное изображение системы подачи сигналов на электронный блок управления двигателем от различных датчиков.

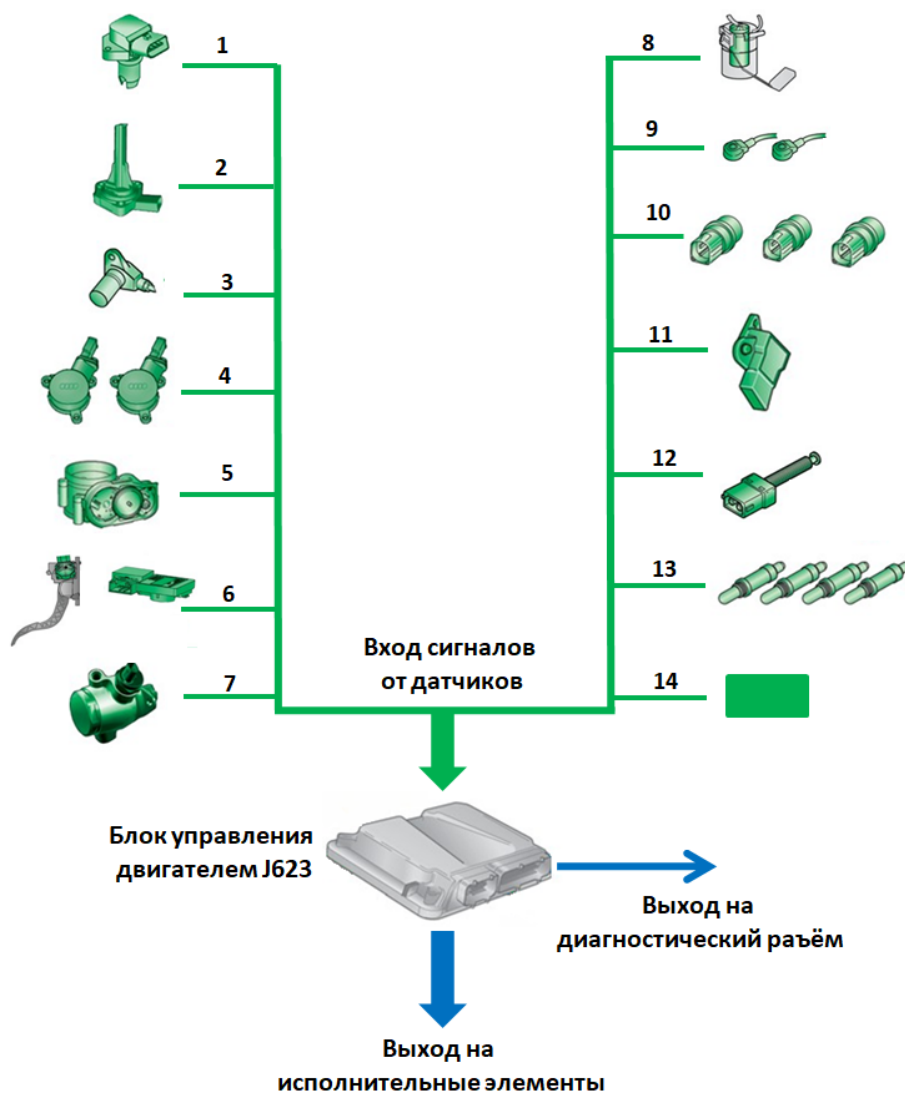


Рис. 52. Схема подачи сигналов на электронный блок управления:

1 – датчик давления во впускном коллекторе G71 и датчик температуры воздуха на впуске G42; 2 – датчик уровня и температуры масла G266; 3 – датчик частоты вращения двигателя G28; 4 – датчики Холла G40, G163, G300, G301; 5 – блок управления дроссельной заслонки J338 и датчики угла поворота G188, G187; 6 – датчик положения педали акселератора G79, датчик положения педали акселератора G185, датчик педали сцепления для запуска двигателя F194, датчик положения педали сцепления G476; 7 – датчик для указателя уровня топлива G, датчик уровня топлива G169; 8 – датчик давления топлива G247 и датчик давления топлива для контура низкого давления G410; 9 – датчики детонации G61, G66; 10 – датчик давления масла F22, датчик пониженного давления масла F378, датчик температуры охлаждающей жидкости G62; 11 – датчик положения заслонок впускного коллектора G513; 12 – выключатель стоп-сигналов F, датчик на педали тормоза F47; 13 – лямбда-зонд перед катализатором G108, G39, лямбда-зонд после катализатора G130, G131; 14 – сигнал от дверного контакта J393, требование запуска двигателя J518, выход стартерного реле кл. 50 ступень 2 J695, выход стартерного реле кл. 50 ступень 1 J53, кл. 50 на стартере J518, автономный отопитель J364, круиз-контроль E45, положение рычага селектора J587

На рис. 53 представлено схематичное изображение системы подачи сигналов от электронного блока управления на различные исполнительные элементы.

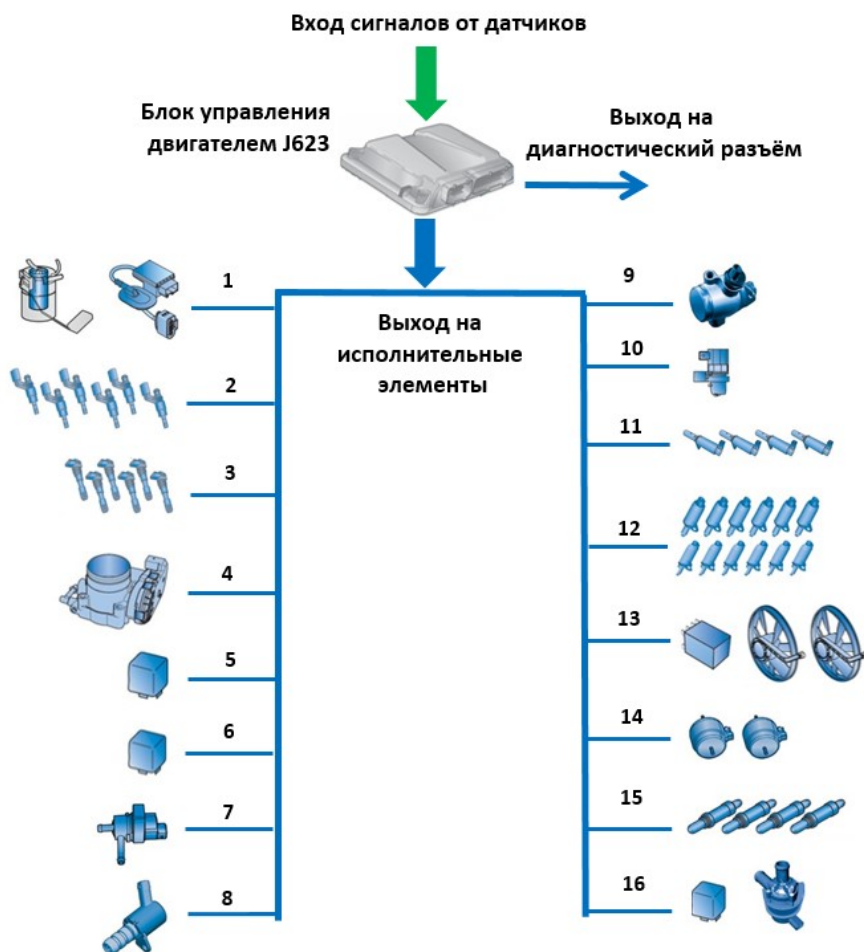


Рис. 53. Схема подачи сигналов на исполнительные элементы:

1 – блок управления топливного насоса J538, насос предварительной подачи топлива G6; 2 – форсунки цилиндров 1–6 N30–33 и N83, N84; 3 – катушки зажигания N70, N127, N291, N292, N323, N324; 4 – блок управления дроссельной заслонки J338 и привод дроссельной заслонки G186; 5 – реле питания компонентов двигателя J757; 6 – реле питания Motronic J271; 7 – электромагнитный клапан 1 абсорбера с активированным углём N80; 8 – клапан регулировки давления масла N428; 9 – клапан дозирования топлива N290; 10 – клапан изменения геометрии впускного коллектора N156; 11 – клапаны 1 и 2 системы регулировки фаз N205, N208, клапаны 1 и 2 системы регулировки фаз распределительного вала выпускных клапанов N318, N319; 12 – исполнительные элементы регулировки распределительных валов 1–12 F366–F377; 13 – блок управления вентилятора радиатора J293 и вентилятор радиатора V7 вентилятор 2 радиатора V177; 14 – электромагнитные клапаны электрогидравлической опоры двигателя N144, N145; 15 – обогреватели лямбда-зондов Z19, Z28, Z29, Z30; 16 – реле дополнительного насоса охлаждающей жидкости J496 и насоса циркуляции охлаждающей жидкости после выключения двигателя V51

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

В табл. 4 представлены рекомендации по техническому обслуживанию двигателей FSI 2,8 и 3,2.

Таблица 4

Регламент технического обслуживания

Вид работы	Период выполнения
Интервал замены моторного масла с LongLife	Макс. до 30000 км/24 месяца моторное масло согласно VW 504 00
Интервал замены моторного масла без LongLife	Фиксированный интервал 15000 км/12 месяцев моторное масло согласно VW 504 00 или VW 502 00
Интервал замены масляного фильтра	При каждой замене масла
Объём заменяемого масла FSI 2,8/ FSI 3,2	6,2 / 6,5 л (вкл. фильтр)
Откачивание/слив моторного масла	Возможны оба варианта
Интервал замены воздушного фильтра	90000 км
Интервал замены топливного фильтра	По окончании срока службы
Интервал замены свечей зажигания	90000 км/6 лет

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ПРОЦЕСС ВПУСКА И ГАЗООБМЕНА

Процесс впуска и газообмена можно условно разделить на три этапа. Первый этап характеризуется наиболее интенсивным газообменом. С момента открытия впускного клапана (точка r') (см. рис. 54) до момента закрытия выпускного клапана (точка a') выполняется одновременное наполнение рабочей полости цилиндра рабочим телом, выпуск отработавших газов и их взаимное смешение.

Второй этап. При движении поршня от точки a' до точки a , т. е. к нижней мертвой точке (НМТ), происходит дальнейшее всасывание рабочего тела в полость цилиндра, и так же, но уже с меньшей интенсивностью, продолжается процесс смешивания новой порции рабочего тела с остатками отработавших газов с предыдущего рабочего цикла. Окончание второго этапа характеризуется наступлением теплового равновесия, т. е. происходит выравнивание температуры между новой порцией рабочего тела и остатков отработавших газов.

Третий этап. При движении поршня от НМТ до точки a'' происходит процесс окончания наполнения полости цилиндра рабочим телом.

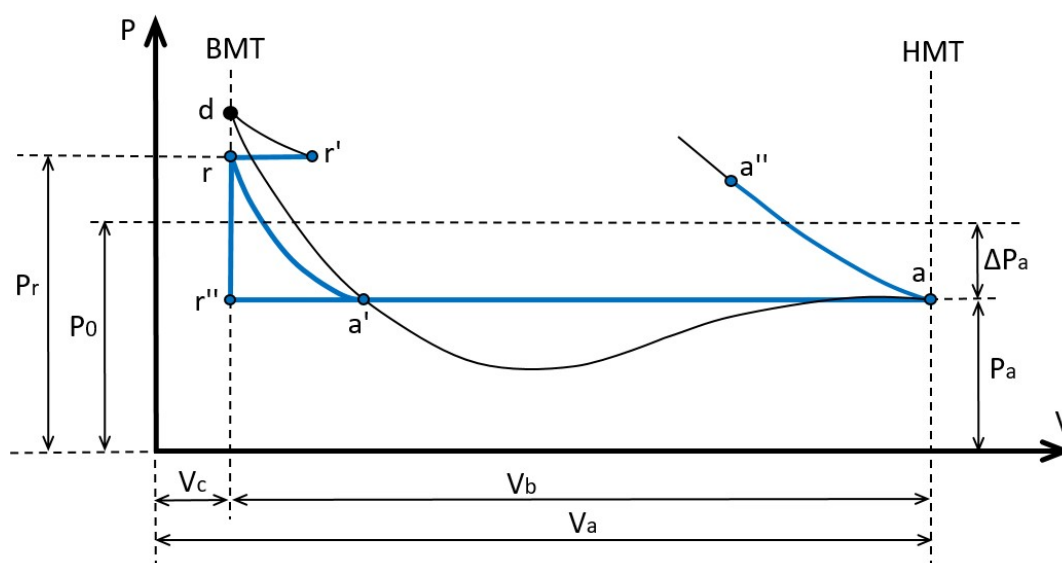


Рис. 54. График изменения давления в процессе впуска в четырёхтактном двигателе

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Процесс сжатия начинается после закрытия впускного клапана при движении поршня от НМТ к верхней мертвой точке (ВМТ). Температура рабочего тела, находящегося в полости цилиндра, меньше, чем температура стенок цилиндра и поверхности поршня, поэтому происходит теплообмен между рабочим телом и деталями, ограничивающими пространство цилиндра. В ходе дальнейшего процесса сжатия температура рабочего тела увеличивается, а теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра уменьшается. На определённом этапе сжатия температура рабочего тела равняется температуре стенок цилиндра, что характеризует адиабатный процесс сжатия.

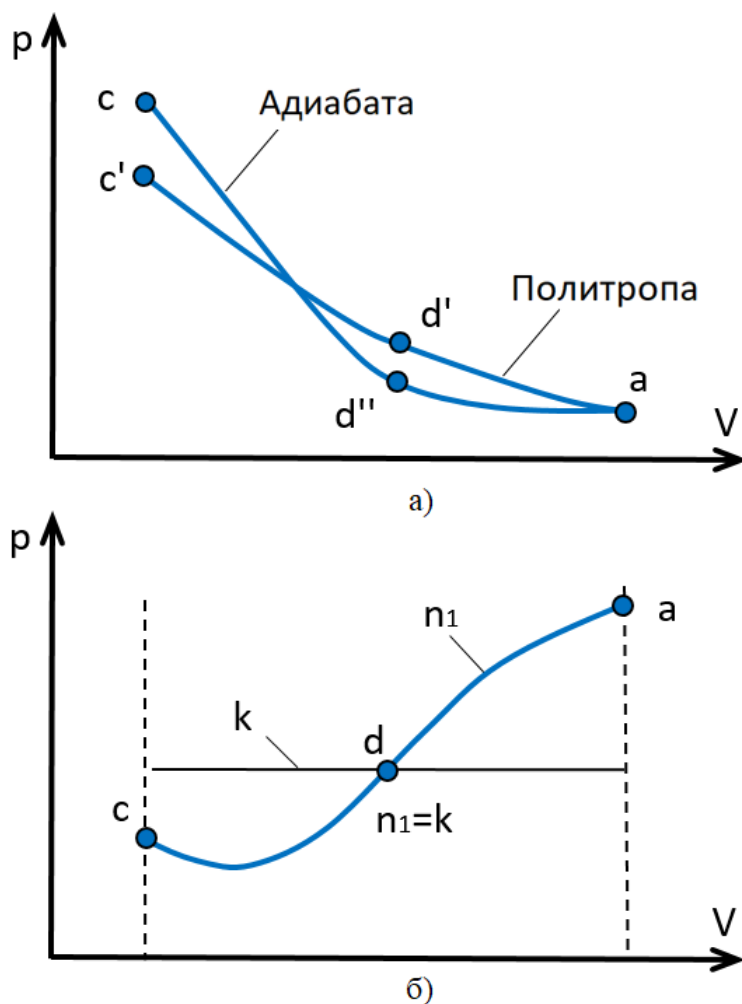


Рис. 55. Графические зависимости:

a – изменения кривой сжатия в адиабатном и политропном процессах;

b – изменения показателя политропы сжатия от объёма рабочей полости цилиндра

При дальнейшем сжатии температура рабочего тела увеличивается и становится больше, чем средняя температура поверхностей, ограничивающих рабочую полость цилиндра. Поэтому далее происходит передача теплоты от сжатого рабочего тела к деталям рабочей полости цилиндра. Интенсивность теплообмена между рабочим телом и деталями рабочей полости цилиндра в процессе сжатия крайне мала, поэтому показатель политропы n_1 определяют по среднему значению показателя адиабаты k_1 , которое зависит от степени сжатия ε и температуры рабочего тела T_a и выбирается по номограмме, представленной на рис. 56.

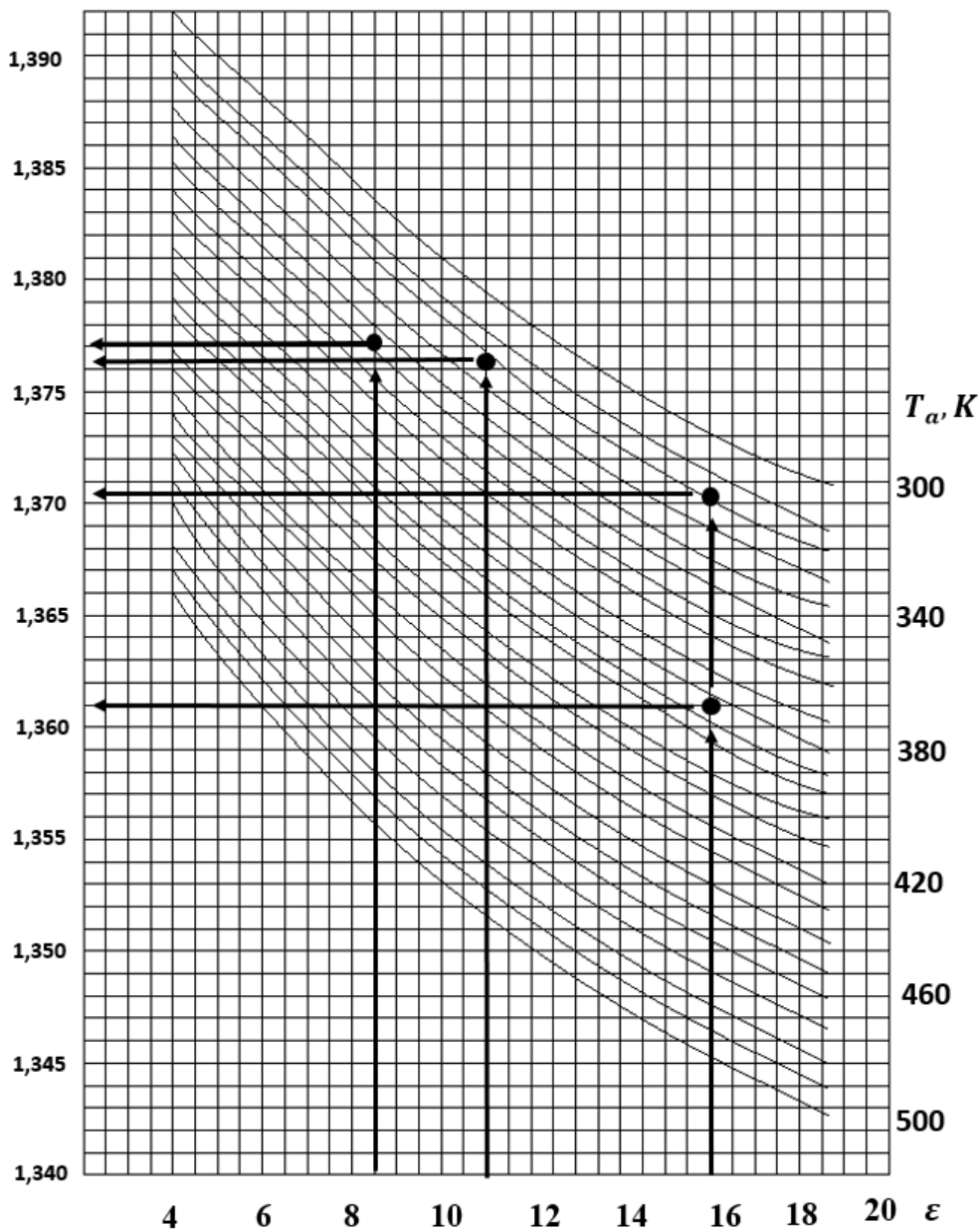


Рис. 56. Номограмма для определения показателя адиабаты

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Под сгоранием рабочего тела подразумевается воспламенение сжатого рабочего тела (топливно-воздушной смеси) и её последующее экзотермическое горение. В данном процессе происходит преобразование энергии химических связей в тепловую энергию газа. Процесс сгорания является наиболее важным рабочим циклом двигателя внутреннего сгорания, с точки зрения оценки эффективности его работы.

Индикаторная диаграмма процесса сгорания рабочего тела представлена на рис. 57. Кривая, отображающая зависимость изменения давления рабочего тела от его объёма в процессе сгорания, обозначена ($y - z_p - z$).

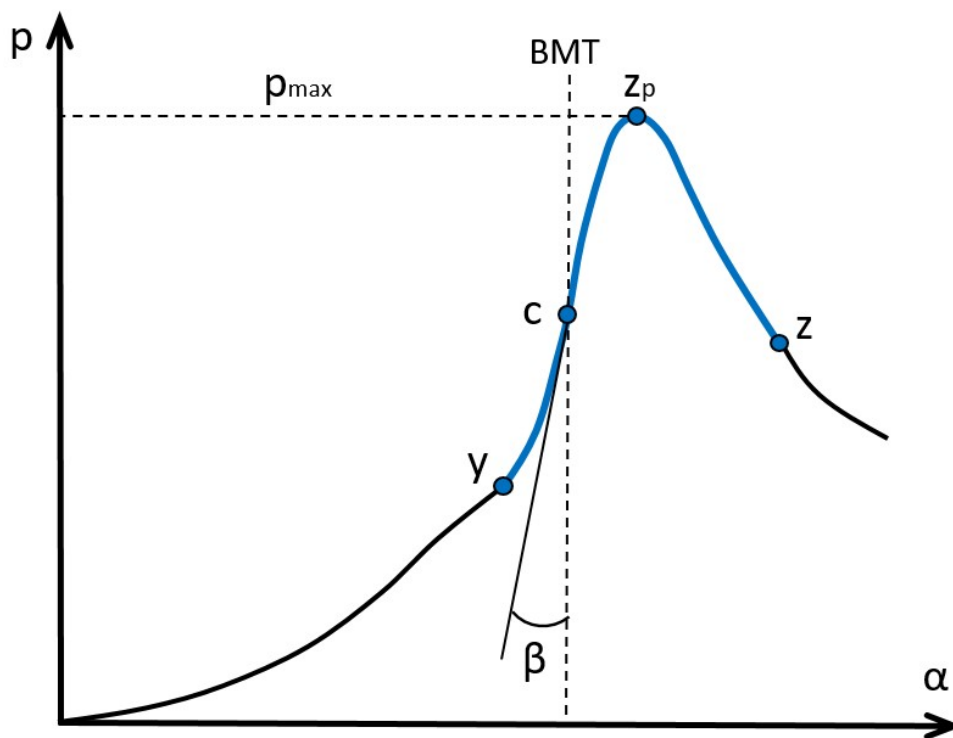


Рис. 57. Индикаторная диаграмма процесса сгорания

К процессу сгорания предъявляются следующие требования:

- сгорание рабочего тела (топливно-воздушной смеси) должно происходить в полном объёме;
- воздух, участвующий в процессе горения, должен использоваться максимально эффективно;
- процесс сгорания должен быть оптимальным по времени.

Максимальная быстрота нарастания давления газов определяется:

$$w_{p_{\max}} = \left(\frac{dp}{da} \right)_{\max} = \mu \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где μ – масштабный коэффициент (μ_p и μ_a – масштабы по координатным осям):

$$\mu = \mu_p / \mu_a.$$

Количество воздуха, теоретически необходимого для полного сгорания одного килограмма топлива

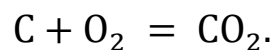
Применяемые в двигателях внутреннего сгорания жидкие топлива являются продуктами переработки смеси углеводородов, поэтому основными компонентами топлива являются углерод и водород. Данные компоненты определяют элементарный химический состав топлива и выражаются через массовые доли, представленные в табл. 5.

Таблица 5

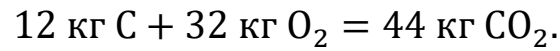
Массовые доли химических элементов, содержащиеся в жидком топливе

Химический элемент	Вид топлива	Массовая доля
Углерод	Бензин	0,855
Водород		0,145
Кислород		0,008
Углерод	Дизель	0,860
Водород		0,130
Кислород		0,010

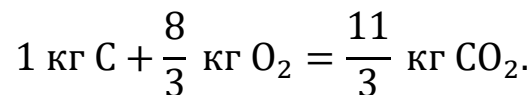
При сгорании углерода образуется углекислый газ:



Атомная масса углерода равна 12. Молекулярная масса кислорода равняется 32. Данную реакцию окисления углерода в двуокись углерода в массовых единицах представляем в следующем виде:

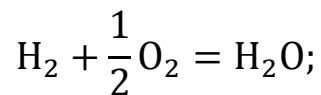
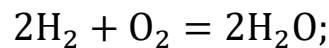


Для 1 кг углерода получим:



Исходя из вышесказанного получается, что для полного сгорания 1 кг углерода, содержащегося в топливе, необходимо $\frac{8}{3} \cdot \text{С}$ кг кислорода. Таким образом получается $\frac{11}{3} \cdot \text{С}$ кг углекислого газа.

Реакцию окисления водорода можно представить в виде:



Теоретическое значение кислорода, необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, рассчитывается по формуле:

$$\text{O}_2 = \frac{8}{3}\text{С} + 8\text{Н} - \text{О}, \text{ кг кислорода/ кг топлива.}$$

Принимая во внимание, что в среднем в воздухе содержится по массе 23,2 % кислорода, теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг топлива определяется:

$$L_0 = \frac{O_2}{0,232} = \frac{\frac{8}{3}C + 8H - O}{0,232} \text{ кг кислорода/ кг топлива.}$$

КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

В условиях реальной эксплуатации двигателей внутреннего сгорания на сжигание 1 кг топлива может подаваться количество воздуха, отличающееся от теоретического значения в меньшую или большую сторону.

Для количественной оценки качественного состава смеси введено понятие коэффициента избытка воздуха. Данный коэффициент представляется в виде отношения действительного количества воздуха, содержащегося в горючей смеси, к количеству воздуха, теоретически необходимого для сжигания содержащегося в нём топлива:

$$\alpha = l/L_0.$$

По концентрации топлива в горючей смеси различают «бедную», «богатую» и стехиометрическую смесь.

С теоретической точки зрения, полностью должны сгорать «бедные» смеси и смеси стехиометрического состава. В «богатых» смесях недостаток воздуха влечёт за собой неполное сгорание, что приводит к недоиспользованию теплотворности топлива. Работа двигателя на «богатых» смесях повышает удельный расход топлива, приводит к понижению экономичности двигателя и снижению мощности.

Распределение коэффициента избытка по сечениям впускного коллектора представлено на рис. 58.

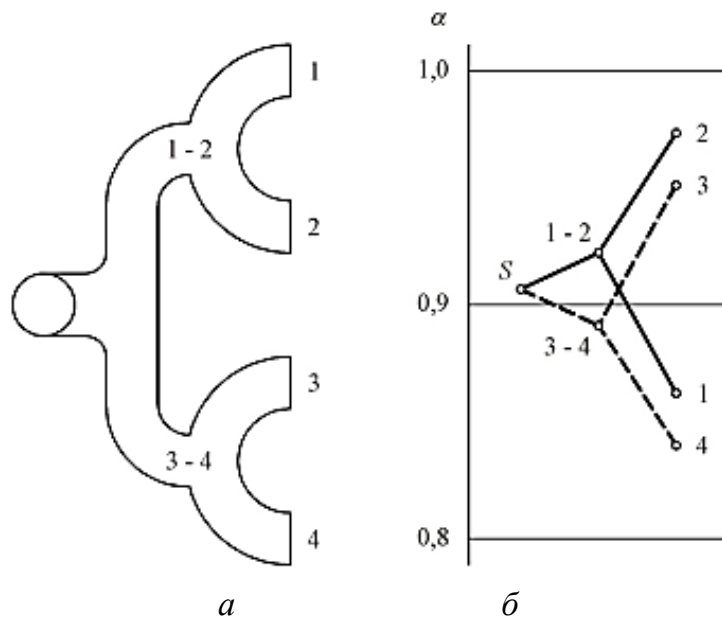


Рис. 58. Схема впускного патрубка двигателя с внешним смесеобразованием и состав смеси в различных сечениях патрубка:

a – схема патрубка с обозначенными на ней различными сечениями;

б – истинные значения коэффициента избытка воздуха по сечениям патрубка и по цилиндрам; символом *S* обозначен средний (по двигателю в целом) состав смеси

ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ

В приведённых далее случаях расчёта принимается допущение, что при сгорании отсутствует образование сажи. Общее количество продуктов сгорания, приходящихся на 1 кг сжигаемого топлива, зависит от коэффициента избытка воздуха и типа двигателя.

Двигатели с внешним смесеобразованием – случай, когда $\alpha = 1$.

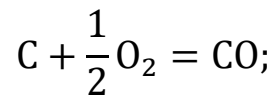
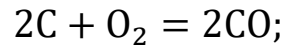
Количество продуктов сгорания определится, кмоль/кг:

$$M_{\alpha=1} = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot L_0 .$$

Двигатели с внешним смесеобразованием: $1 > \alpha > \alpha_{\text{крит}} \approx 0,67$.

Углерод, содержащийся в топливе, в некоторой степени сгорает в CO_2 . Далее долю углерода обозначаем в виде разности $(C - b)$, где b – массовая доля углерода, сгоревшая с образованием CO .

По химической формуле вычислим количество продуктов сгорания, которые образуются в процессе сгорания углерода с образованием оксида углерода:



$$12 \text{ кг C} + \frac{1}{2} \text{ кг моль } O_2 = 1 \text{ кг моль CO};$$

$$1 \text{ кг C} + \frac{1}{24} \text{ кг моль } O_2 = \frac{1}{12} \text{ кг моль CO};$$

$$b \text{ кг C} + \frac{\alpha}{24} \text{ кг моль } O_2 = \frac{b}{12} \text{ кг моль CO}.$$

Общее количество продуктов сгорания одного кг жидкого топлива:

$$\begin{aligned} M_{a<1} &= M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{N_2} = \frac{(C - b)}{12} + \frac{b}{2} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot L_0 = \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 + L_0 . \end{aligned}$$

При $b = C$ весь углерод, содержащийся в топливе, сгорает с образованием оксида углерода. При последующем обогащении горючей смеси часть углерода не сгорает и выбрасывается в виде сажи вместе с отработавшими газами.

Двигатели с внешним смесеобразованием и дизельные двигатели:

$$\begin{aligned}
 M_{\alpha > 1} &= M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} + M_{\text{CO}_2} = \\
 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 \cdot L_0 + 0,21(a - 1)L_0 = \\
 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 + L_0 - 0,21(a - 1)L_0 \\
 &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (a - 0,21)L_0.
 \end{aligned}$$

В дизелях может иметь место образование сажи, несмотря на довольно значительный избыток воздуха.

СОСТАВ СМЕСИ И ЕЁ СГОРАНИЕ

На характер изменения индикаторной диаграммы двигателя значительное влияние оказывает скорость сгорания топливно-воздушной смеси. На рис. 59 графически показано влияние коэффициента избытка воздуха на скорость сгорания смеси.

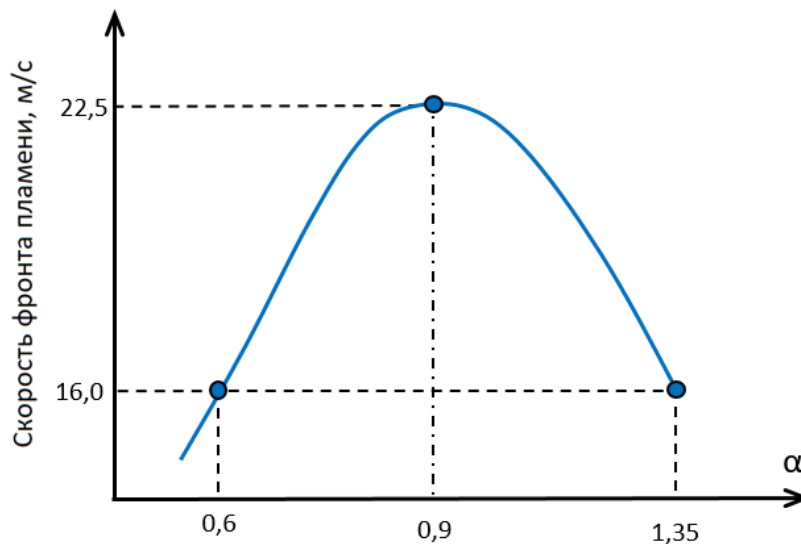


Рис. 59. Зависимость скорости сгорания смеси от коэффициента избытка воздуха

На рис. 60 приведены индикаторные диаграммы, соответствующие различным значениям коэффициента избытка воздуха.

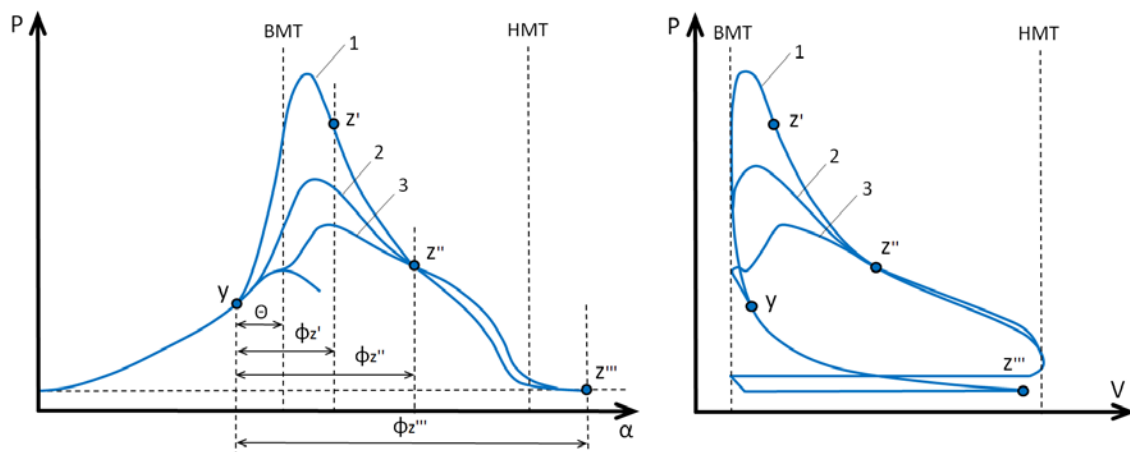


Рис. 60. Различный характер изменения индикаторной диаграммы в зависимости от коэффициента избытка воздуха

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА СМЕСИ НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Влияние состава смеси на индикаторные показатели двигателя является характерной зависимостью, поскольку она свойственна всем двигателям внутреннего сгорания с внешним смесеобразованием. Изменение основных индикаторных показателей от коэффициента избытка воздуха представлено на рис. 61. Для данной закономерности наибольшая мощность двигателя наблюдается в некотором диапазоне обогащения смеси, т. е. когда коэффициент избытка воздуха $\alpha \approx 0,85 \div 0,90$.

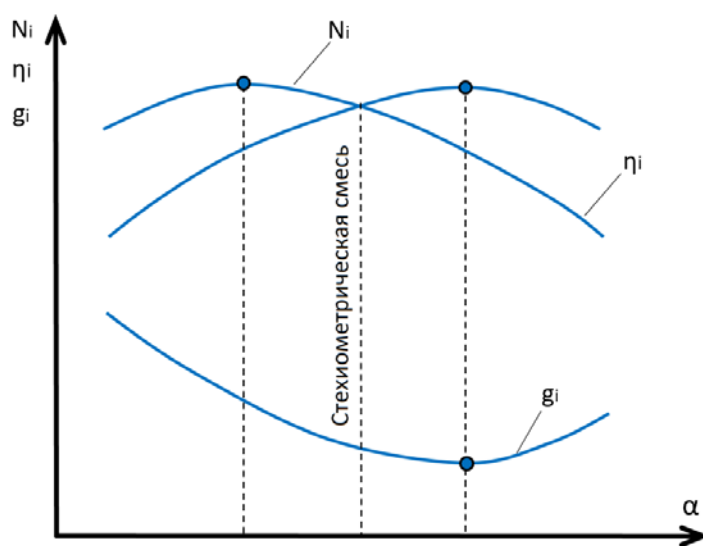


Рис. 61. Влияние состава смеси на индикаторные показатели двигателя

ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Процесс расширения рабочего тела в двигателях внутреннего сгорания проходит по политропному закону. В данном процессе температура и давление меняются в ходе расширения в зависимости от объёма согласно уравнению политропного процесса:

$$pV^{n_2} = \text{const};$$

$$TV^{n_2-1} = \text{const},$$

где n_2 – показатель политропы расширения.

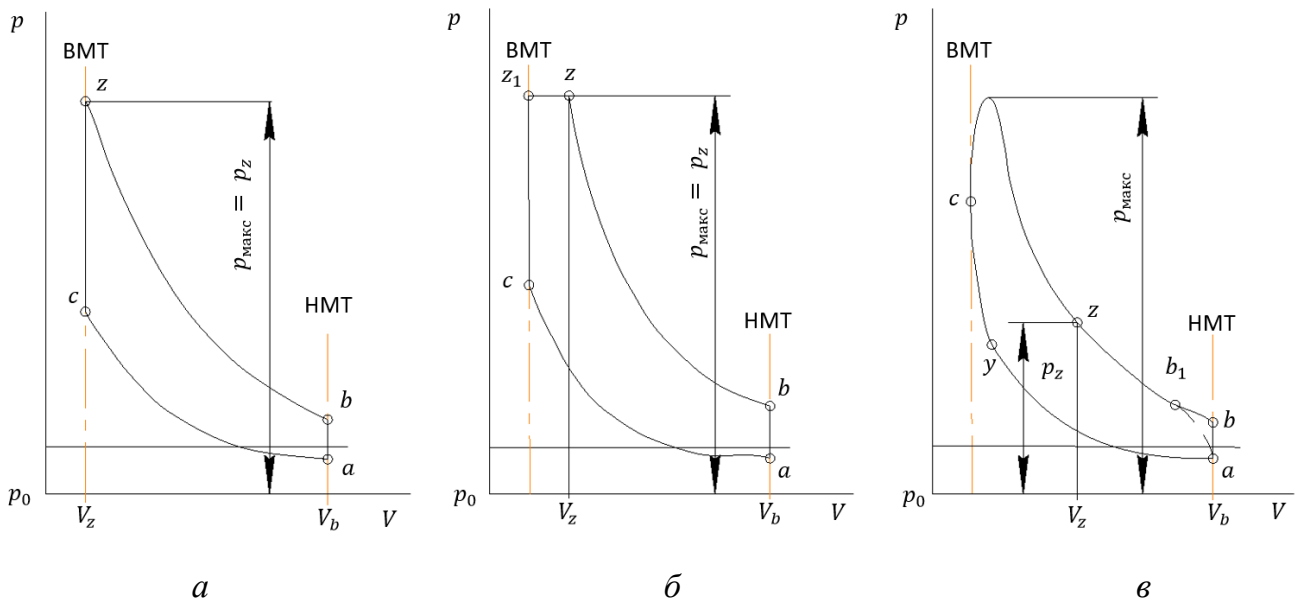


Рис. 62. Индикаторные диаграммы двигателей для циклов:
a – с изохорным сгоранием; *б* – со смешанным сгоранием;
в – действительного цикла

Согласно приведенным выражениям,

$$p_2 V_2^{n_2} = p_b V_b^{n_2}$$

и

$$T_2 V_2^{n_2-1} = T_b V_b^{n_2-1},$$

следовательно:

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2}$$

и

$$T_b = T \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1}.$$

Описанные выше уравнения справедливы для циклов с изохорным сгоранием, со смешанным сгоранием и для действительного цикла.

ПРОЦЕСС ВЫПУСКА

На рис. 63 представлена индикаторная диаграмма процесса выпуска отработавших газов. При упрощённом расчёте процесса выпуска задаются величины параметров рабочего тела в конце процесса выпуска.

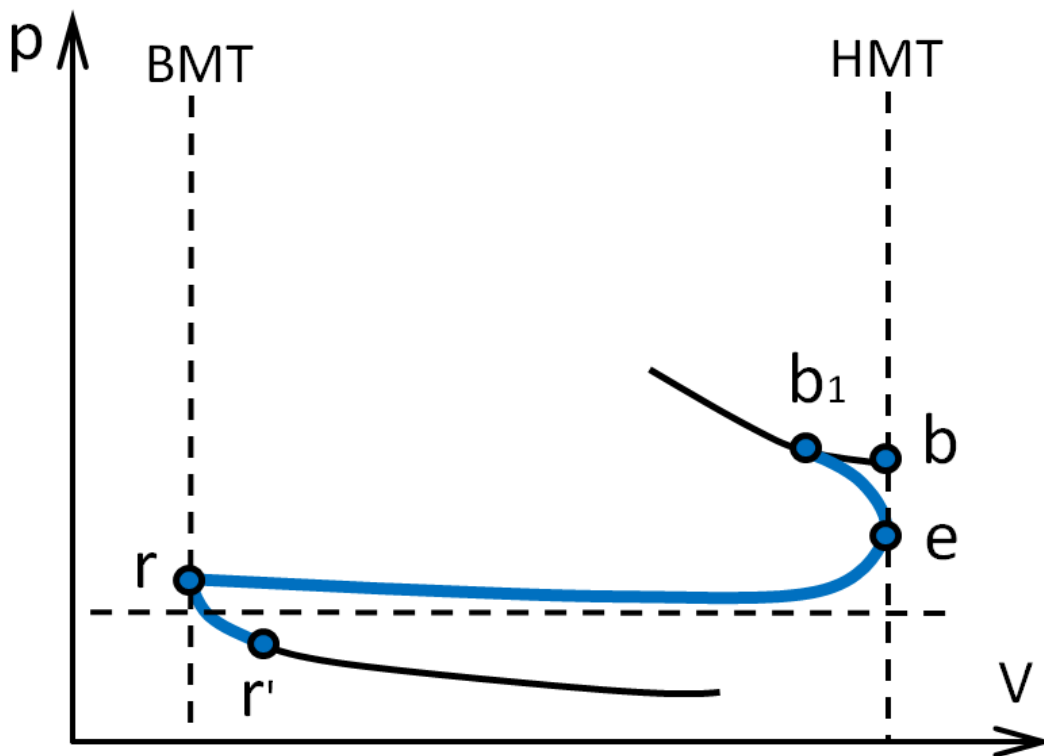


Рис. 63. Индикаторная диаграмма процесса выпуска

Температура рабочего тела в конце выпуска T_r для дизелей без наддува находится в пределах $700 \div 800$ К, для наддувных дизелей $T_r = 800 \div 1000$ К.

Для двигателей с внешним смесеобразованием $T_r = 900 \div 1100$ К. С повышением степени сжатия температура рабочего тела в конце выпуска снижается. В дизелях с ростом коэффициента избытка воздуха температура T_r понижается. В двигателях с внешним смесеобразованием процесс сгорания увеличивается во времени (растягивается процесс сгорания). С ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя и степени наддува температура T_r увеличивается.

Температура T_r является функцией режима нагрузки. Величина нагрузки на двигатель является функцией коэффициента избытка воздуха, то $T_r = f(a)$. Для приближённой оценки T_r можно применить следующее соотношение:

$$T_r \approx 1,05 \div 1,08 T_r,$$

где T_r – температура газов в выпускном коллекторе.

ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Одно из основных направлений совершенствования деталей и узлов двигателя связано с повышением мощности двигателя с одновременным снижением расхода топлива.

Эффективная мощность двигателя находится из уравнения:

$$N_e = \frac{\eta_m p_i V_h n_i}{30\tau}.$$

Из данного уравнения следует, что мощность двигателя прямо пропорциональна геометрическим размерам цилиндра, числу цилиндров, ча-

стоте вращения коленчатого вала, среднему индикаторному давлению, механическому КПД и обратно пропорциональна тактности.

Таким образом, увеличение мощности может быть достигнуто за счёт изменения в ту или иную сторону каждого слагаемого. Однако изменение численного значения слагаемых имеет свои негативные последствия. Так, например, увеличение диаметра цилиндра, хода поршня и числа цилиндров увеличивает массогабаритные показатели двигателя, что противоречит тенденции снижения массогабаритных параметров двигателей. Увеличение частоты вращения коленчатого вала приводит к увеличению механических потерь и сил инерции подвижных деталей кривошипно-шатунного механизма.

Существует значимый резерв увеличения N_e , который следует из развёрнутого выражения для среднего индикаторного давления.

Согласно развёрнутому выражению для p_i имеем:

$$N_e = \frac{\eta_m \eta_i \eta_v \rho_0 H_u p_i V_h n_i}{30 \tau G};$$

для дизелей можно записать:

$$N_e = \frac{\eta_m \eta_i \eta_v \rho_0 H_u p_i V_h n_i}{30 \tau a L_0}.$$

Из уравнения следует, что есть главный фактор, воздействующий на величину эффективной мощности двигателя, это ρ_0 – плотность поступающего в цилиндр свежего рабочего тела. Мощность двигателя, при прочих равных условиях, прямо пропорциональна численному значению ρ_0 . Увеличение мощности обеспечивается увеличением плотности подаваемого в цилиндр рабочего тела (воздуха) посредством предварительного сжатия его в компрессоре, что широко применяется в практике современного двигателестроения.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕГО ИНДИКАТОРНОГО ДАВЛЕНИЯ В ЦИКЛЕ СО СМЕШАННЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

Расчёт рабочего цикла дизельных двигателей основывается на схеме цикла со смешанным подводом теплоты, для двигателей на схеме с изохорным подводом теплоты (рис. 64).

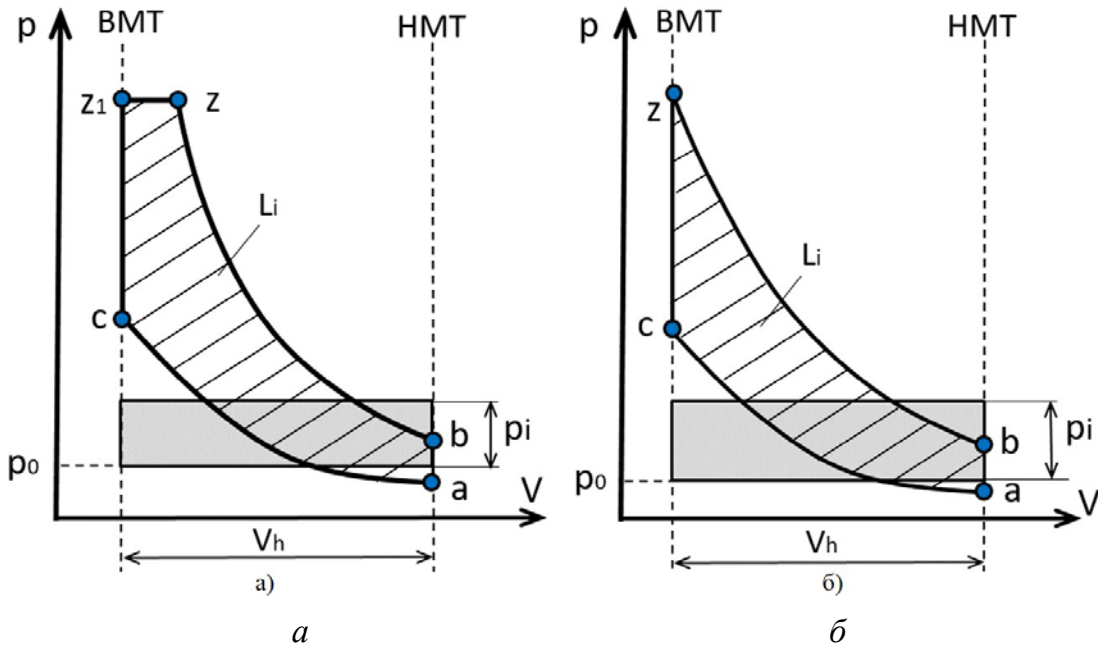


Рис. 64. Индикаторные диаграммы давлений рабочего тела:

a – цикл со смешанным подводом теплоты; *б* – цикл с изохорным подводом теплоты

Упрощённый расчёт циклов сводится, в основном, к определению параметров состояния рабочего тела в характерных точках, определению среднего индикаторного давления, КПД и удельного расхода топлива.

Под средним индикаторным давлением цикла понимается условное, постоянное по величине избыточное давление рабочего тела, которое, действуя на поршень в течение такта расширения, производит работу, равную работе цикла:

$$p_i' = \frac{L_i}{V_h} = \frac{L_{z_1-z} + L_{z-b} - L_{a-c}}{V_h};$$

$$L_{z_1-z} = p_z(V_z - V_c); L_{z-b} = \frac{1}{n_2 - 1}(p_z V_z - p_b V_b);$$

$$L_{a-c} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_c V_c - p_a V_a);$$

$$V_h = V_a - V_c = \varepsilon \cdot V_c - V_c = V_c(\varepsilon - 1).$$

После подстановки соотношений в выражение для p_i' получим:

$$p_i' = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[p_z \left(\frac{V_z}{V_c} - 1 \right) + \frac{1}{n_2 - 1} \left(p_z \left(\frac{V_z}{V_c} - \varepsilon \cdot p_b \right) - \frac{1}{n_1 - 1} (p_c - \varepsilon \cdot p_a) \right) \right].$$

Выразим давление в характерных точках цикла через давление в конце такта сжатия:

$$p_z = \lambda \cdot p_c; p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_a} \right)^{n_2} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{\lambda}{\delta^{n_2}} p_c;$$

$$\varepsilon \cdot p_b = \varepsilon \cdot \lambda \left(\frac{V_z}{V_a} \right)^{n_2}; p_c = \frac{\lambda \cdot \rho}{\delta^{n_2 - 1}} p_c,$$

где $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ – степень предварительного расширения;

$\delta = \frac{V_a}{V_z}$ – степень последующего расширения.

$$p_a = p_c \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{n_1} = \frac{p_c}{\varepsilon^{n_1}}.$$

С учётом приведенных соотношений окончательно для среднего индикаторного давления имеем:

$$p_i' = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Значения степени повышения давления λ , степени предварительного расширения ρ и степени последующего расширения δ определяются по табл. 6.

**Численные значения степени повышения давления ε ,
степени предварительного расширения ρ и степени последующего расширения δ**

Тип двигателя	ε	ρ	δ
Дизели	1,4 ÷ 2,2	1,2 ÷ 1,7	8 ÷ 10
Двигатели с внешним смесеобразованием	4,0 ÷ 4,5	1,0	$\delta = \varepsilon$

СРЕДНЕЕ ИНДИКАТОРНОЕ ДАВЛЕНИЕ ЦИКЛА С ИЗОХОРНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

В цикле с изохорным подводом теплоты $\rho = 1$ и $\delta = \varepsilon$:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Среднее индикаторное давление расчётного цикла p_i принимается минимальным, что обусловлено скруглением индикаторной диаграммы

$$p_i = \nu p_i',$$

где ν – коэффициент скругления, величину которого выбирают в пределах 0,92 ÷ 0,96.

ИНДИКАТОРНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И УДЕЛЬНЫЙ ИНДИКАТОРНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА

Под индикаторным КПД понимается доля теплотворной способности топлива, применяемая для реализации индикаторной работы цикла:

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u},$$

где L_i – индикаторная работа, получаемая в результате сгорания 1 кг топлива; H_u – низшая теплота сгорания (теплотворность) топлива.

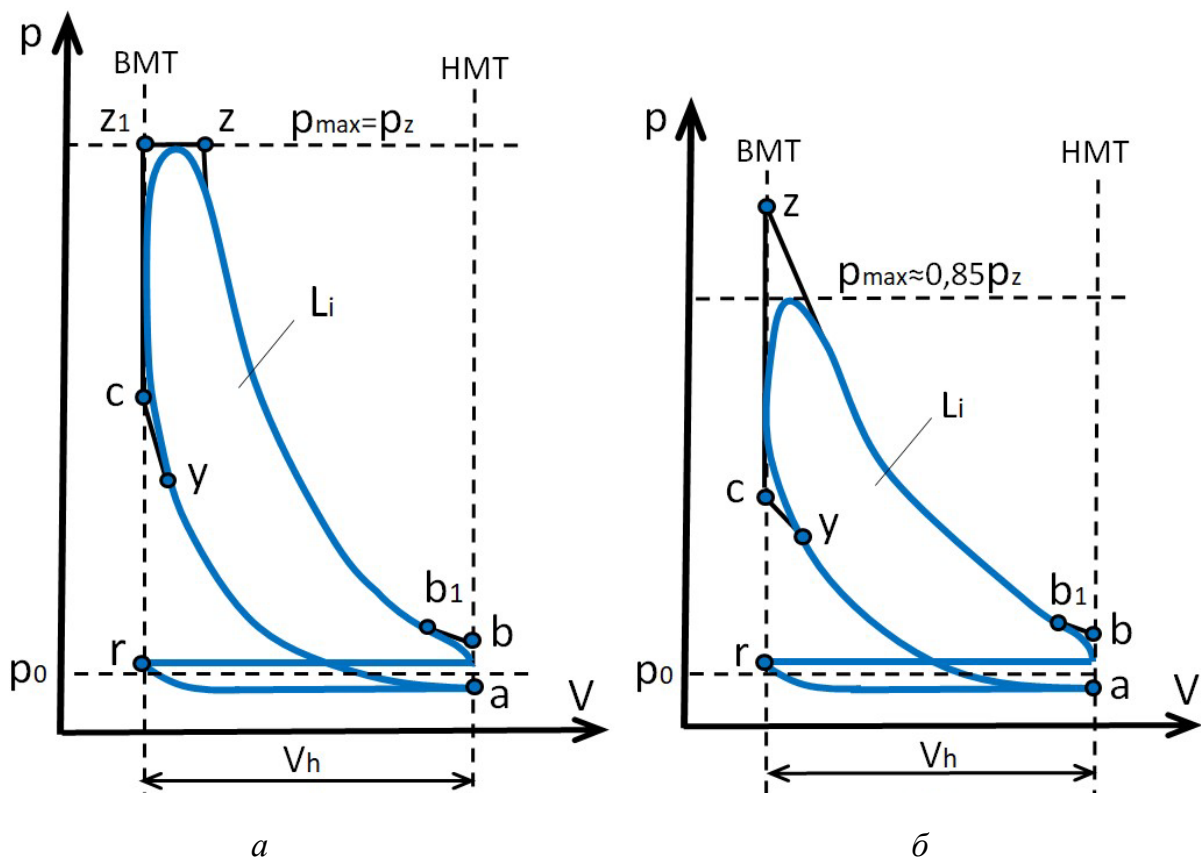


Рис. 65. Схема скругления индикаторных диаграмм в циклах:

a – цикл со смешанным подводом теплоты; *б* – цикл с изохорным подводом теплоты

Запишем индикаторную работу через среднее индикаторное давление:

$$L_i = p_i \cdot V_h. \quad (1)$$

Выражение для состояния рабочего тела на входе в цилиндр:

$$p_0 \cdot V_0 = R \cdot M_0 \cdot T_0; \quad (2)$$

$$V_0 = \eta_v \cdot V_h. \quad (3)$$

Исходя из выражений (2–3):

$$p_0 \cdot V_h \cdot \eta_v = R \cdot M_0 \cdot T_0,$$

откуда

$$V_h = R \frac{M_0 T_0}{\eta_v p_0}.$$

Подставив значение для V_h в формулу (1), получим:

$$L_i = R \frac{M_0 T_0}{\eta_v p_0} p_i.$$

Затем после подстановки полученного уравнения запишем выражение для индикаторного КПД:

$$\eta_i = R \frac{M_0 T_0}{\eta_v p_0 H_u} p_i.$$

Число молей свежего рабочего тела для дизелей:

$$M_0 = aL_0 = \frac{aL_0}{\mu_B}.$$

Число молей свежего рабочего тела для двигателей с внешним смесеобразованием:

$$M_0 = aL_0 + \frac{1}{\mu_T} = \frac{aL_0}{\mu_B} + \frac{1}{\mu_T}, \quad (4)$$

где $\mu_B = 28,96$ – молекулярная масса воздуха;

$\mu_T = 114$ – средняя молекулярная масса бензина.

Индикаторный удельный расход топлива, г/(кВт· ч):

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u}. \quad (5)$$

Формулы (4) и (5) являются общими. Они справедливы для упрощённых, «уточнённых» и действительных циклов.

ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

В двигателях наибольшую часть механических потерь составляет трение поршня стенки цилиндра – около 60 %. На рис. 66, представлен характер изменения составляющих механических потерь от частоты вращения и коленчатого вала.

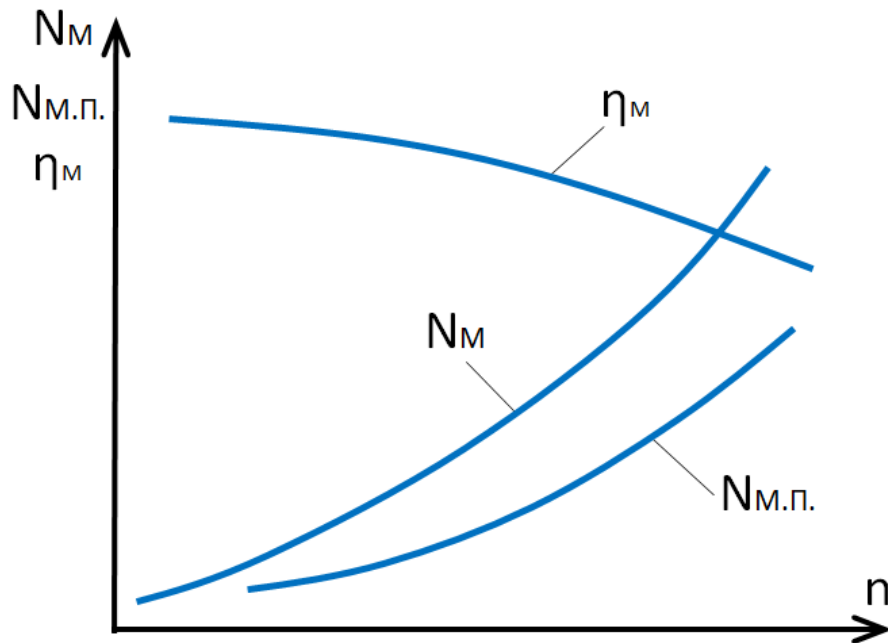


Рис. 66. График изменения мощности механических потерь N_M , мощность на преодоление трения поршней $N_{M.п.}$ и механического КПД η_M в зависимости от числа оборотов коленчатого вала

В основном мощность механических потерь зависит от частоты вращения коленчатого вала, поэтому с увеличением последнего мощность механических потерь N_M повышается по квадратичной зависимости:

$$N_M = C \cdot n^2.$$

На номинальном режиме работы двигателя:

$$N_M = (0,15 \dots 0,30)N_i;$$

$$N_{M.п.} = 0,6 N_M,$$

где $N_{M.п.}$ – мощность на определение трения поршней.

Относительную мощность механических потерь оценивают механическим коэффициентом полезного действия:

$$N_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{(N_i - N_M)}{N_i} = 1 - \frac{N_M}{N_i}. \quad (6)$$

На номинальном режиме работы двигателя:

$$\frac{N_M}{N_i} = 0,15 \dots 0,30, \quad (7)$$

следовательно, $\eta_M = 0,7 \dots 0,85$.

Небольшие численные значения механического КПД характерны для высокооборотных двигателей и дизельных двигателей без наддува.

Эффективной мощностью двигателя называется мощность, снимаемая с фланца коленчатого вала и применяемая для реализации внешней работы. Эффективная мощность меньше индикаторной на величину мощности механических потерь. Таким образом:

$$N_e = N_i - N_M;$$

из уравнения (7):

$$N_e = \eta_M \cdot N_i.$$

Индикаторная мощность:

$$N_e = \frac{\eta_M p_i V_h i n}{30\tau}.$$

Среднее эффективное давление:

$$p_e = \eta_M \cdot p_i.$$

Среднее эффективное давление цикла – это условное постоянное по величине избыточное давление, которое воздействует на поршень в течение такта расширения и выполняет работу, равную эффективной работе цикла. Эффективная мощность двигателя определяется:

$$N_e = \frac{p_e V_h i n}{30\tau}, \text{ кВт.}$$

В табл. 7 приведены средние статические значения p_e для разных типов двигателей при номинальной мощности.

Таблица 7

Численные значения среднего эффективного давления

Тип двигателя	p_e , МПа
Двигатели четырёхтактные с внешним смесеобразованием	0,6 ÷ 0,8
Дизели четырёхтактные без наддува	0,5 ÷ 0,8
Дизели двухтактные с продувочным насосом	0,4 ÷ 0,5

Механические потери:

$$p_M = p_i - p_e.$$

Мощность механических потерь:

$$N_M = \frac{p_M V_h i n}{30\tau}.$$

Давление механических потерь зависит от частоты вращения вала, точнее, от средней скорости движения поршня, а также от типа двигателя и числа цилиндров:

$$p_M = a + b \cdot C_{\Pi},$$

где $C_{\Pi} = \frac{S_n}{30} = 6 \div 12$ м/с – средняя скорость поршня; a, b – эмпирические коэффициенты (см. табл. 8).

Численное значение эмпирических коэффициентов для различных двигателей

Тип двигателя	Число цилиндров	a	b	Примечание
Дизели четырёхтактные: с неразделёнными и полу- разделёнными камерами сгорания	4	0,105	0,012	$V_h \leq 1,7$ $D = 90 \div 120$ мм $D \geq 150$ мм
	6	0,09	0,012	
	8	0,07	0,012	
	12	0,03	0,012	
с вихревыми камерами	4	0,105	0,0138	$D = 90 \dots 120$ мм
	6	0,09	0,0138	
с предкамерами	4	0,105	0,0156	$D > 150$ мм
Двигатели с внешним смесе- образованием (карбюратор- ные, бензиновые)	4	0,08	0,0160	$S / D < 1$
	6	0,05	0,0150	
	8	0,04	0,0135	

**ЭФФЕКТИВНЫЙ УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА
И КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ**

Эффективным удельным расходом топлива называется расход топлива, приходящийся на единицу эффективной мощности двигателя в час. Эффективный удельный расход топлива g_e получим, если массовый часовой расход топлива G_T разделим на эффективную мощность:

$$g_e = \frac{G_T}{N_e}$$

На номинальном режиме работы двигателя статистические значения эффективных удельных расходов топлива для дизельных двигателей находятся в пределах $210 \div 240$ г/(кВт·ч); для двигателей с внешним смесеобразованием $250 \div 320$ г/(кВт·ч).

Эффективный удельный расход топлива связан с понятием эффективного коэффициента полезного действия. Под эффективным КПД понимается доля теплоты от всего количества теплоты, вводимой в цилиндр двигателя с топливом, превращаемая в эффективную работу.

Эффективный КПД:

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

Численные значения эффективного КПД для дизелей находятся в пределах $0,35 \div 0,45$; для двигателей с внешним смесеобразованием $0,26 \div 0,38$.

КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Под основными конструктивными размерами двигателя понимаются диаметр цилиндра D и ход поршня S .

Рабочий объём цилиндра:

$$V_h = \frac{30\tau N_e}{p_e n i}, \quad (8)$$

с другой стороны:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi D^3}{4} \cdot \frac{S}{D}, \quad (9)$$

где отношение S/D – конструктивный параметр (относительный ход).

Если отношение S/D превышает единицу, то двигатель называется длинноходными, если меньше единицы – то короткоходным. В современных двигателях отношение хода поршня к диаметру цилиндра находится в пределах $0,6 \div 1,4$.

С целью снижения средней скорости поршня в последнее время наблюдается тенденция к уменьшению S/D , что дополнительно приводит к снижению потерь на трение в цилиндре.

Средняя скорость поршня ограничивается из соображений допустимого износа и приемлемых механических потерь. Известно, что силы инерции, действующие в деталях кривошипно-шатунного механизма, пропорциональны квадрату угловой скорости или частоте вращения коленчатого вала и радиусу кривошипа:

$$P \approx \omega^2 r = \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot r.$$

Перепишем формулу средней скорости поршня:

$$C_{\text{п}} = \frac{Sn}{30} = \frac{rn}{15}.$$

Выражение средней скорости поршня содержит слагаемые, которые и определяют силы инерции деталей кривошипно-шатунного механизма. Таким образом, средняя скорость поршня является показателем механической напряжённости, износа и механических потерь двигателей.

Приравнивая выражения (8) и (9), получаем:

$$\frac{\pi D^3 S}{4 D} = \frac{30 \tau N_e}{p_e n i},$$

откуда:

$$D = \sqrt[3]{\frac{120 \tau N_e}{\pi \frac{S}{D} p_e i n}}.$$

Задавшись численным значением относительного хода поршня S/D , можно определить ход поршня:

$$S = D \left(\frac{S}{D}\right).$$

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

В двигателях внутреннего сгорания возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращательное движение коленчатого вала посредством кривошипно-шатунного механизма.

Кривошипно-шатунный механизм бывает центральным, когда ось коленчатого вала и ось цилиндров лежат в одной плоскости (рис. 67, а) и смещённым, когда ось коленчатого вала и ось цилиндров лежат в разных плоскостях (рис. 67, б).

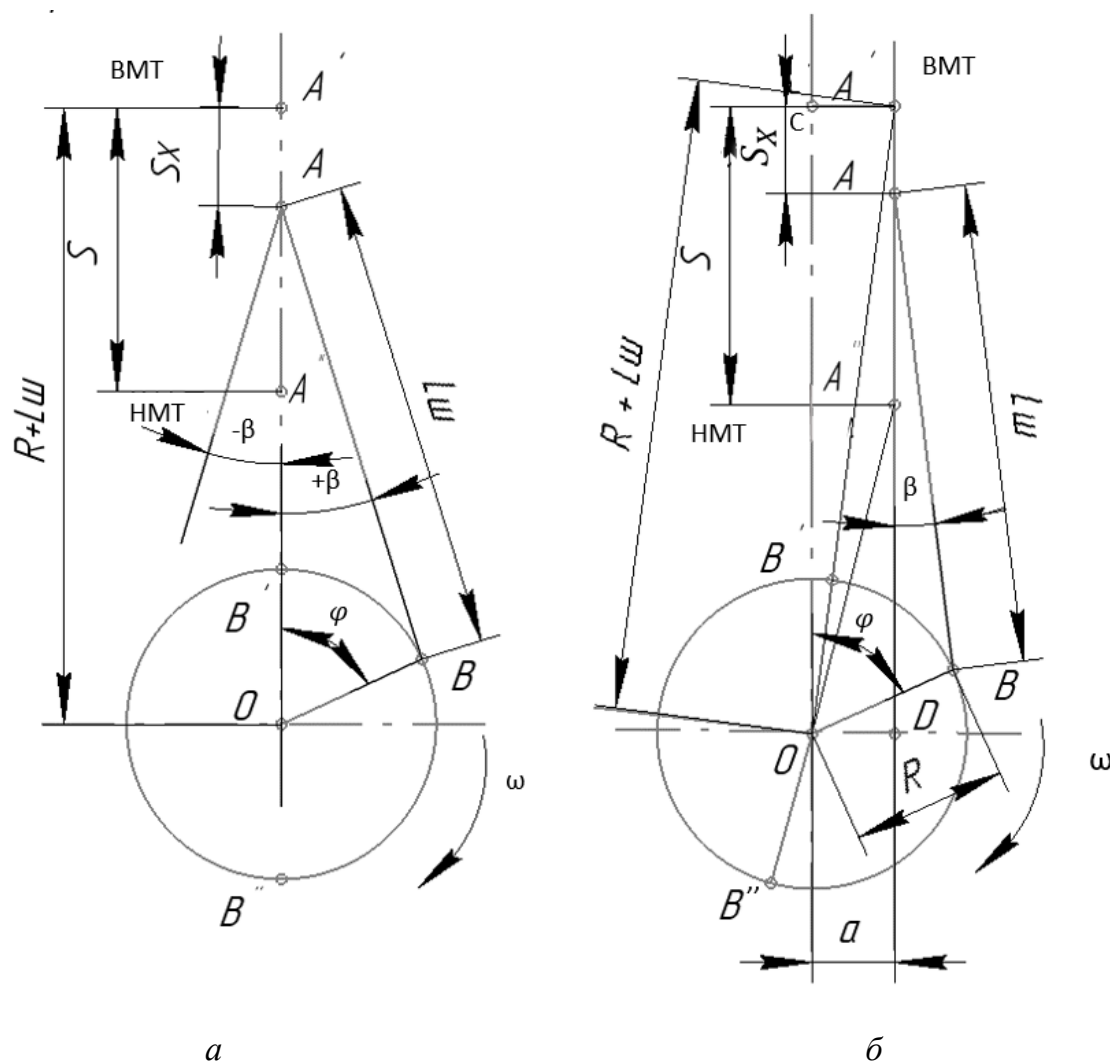


Рис. 67. Схема кривошипно-шатунных механизмов:
а – центрального; б – смещённого

В двигателях внутреннего сгорания широкое распространение получил центральный кривошипно-шатунный механизм. На рис. 67, а изобра-

жены: S_x – текущее перемещение поршня (точка А – ось поршневого пальца); φ – угол поворота кривошипа (ОВ), отсчитываемый по оси цилиндра ($A'O$) в направлении вращения коленчатого вала по часовой стрелке (точка О обозначает ось коленчатого вала; точка В – ось шатунной шейки; точка A' – ВМТ); β – угол отклонения оси шатуна (АВ) от оси цилиндра; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала; $R = OB$ – радиус кривошипа; $S = 2R = A'A''$ – ход поршня (точка A'' обозначает НМТ); $L_{ш} = AB$ – длина шатуна; $\lambda = R/L_{ш}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; $R + L_{ш} = A'O$ – расстояние от оси коленчатого вала до ВМТ.

При смещенном кривошипно-шатунном механизме (см. рис. 67, б), в отличие от принятых обозначений для центрального механизма, угол φ поворота кривошипа отсчитывают от прямой CO , параллельной оси цилиндра $A'D$ и проходящей через ось коленчатого вала, а $S = A'A'' \neq 2R$. Дезаксиальный механизм характеризуется величиной относительного смещения $k = a/R = 0,05 \div 0,15$, где $a = OD$ – величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала.

Величины инерционных усилий, действующих в двигателе, зависят от указанных выше размеров и их соотношений.

Выявлено, что с уменьшением $\lambda = R/L_{ш}$ происходит уменьшение инерционных и нормальных сил, при этом увеличиваются массогабаритные параметры двигателя. В связи с этим в автомобильных двигателях принимают $\lambda = 0,23 \div 0,30$.

Максимальное значение λ и наименьшую длину шатуна, без касания шатуна за кромку цилиндра, находят следующим образом (см. рис. 68): на вертикальной оси цилиндра отмечают центр коленчатого вала О, из которого радиусом проводят $R = S/2$ окружность вращения центра шатунной шейки. Используя конструктивные размеры элементов коленчатого вала, из точки В (центр кривошипа, находящегося в НМТ) радиусом $r_{ш.ш}$ рисуют окружность шатунной шейки, из центра О радиусом r_1 – вторую окружность вращения крайней точки щеки или противовеса.

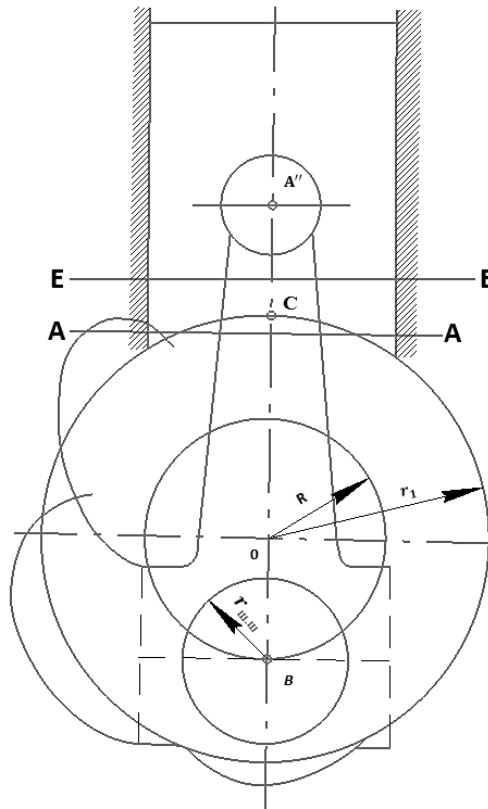


Рис. 68. Схема кривошипно-шатунного механизма для определения минимальной длины шатуна

Для двигателей без противовесов: $r_1 = R + (1,15 - l,25) r_{ш.ш.}$;
 для двигателей с противовесами: $r_1 = R + (1,3 - l,5) r_{ш.ш.}$

Во избежание касание шатуна о стенки определяют траекторию движения поршня от ВМТ до НМТ. Для проверки задевания вырезают контур шатуна из кальки и перемещают по чертежу его так, чтобы центр поршневой головки шатуна двигался по оси цилиндра, а центр кривошипной головки – по окружности радиуса. Шатун не должен затрагивать нижнюю кромку цилиндра, которая может находиться на $10 \div 15$ мм выше нижней кромки поршня, когда он находится в НМТ. Если шатун, выполняя движение, зацепляет нижнюю кромку цилиндра, то длину шатуна увеличивают или изготавливают прорезы в стенках цилиндра для прохода шатуна. Затем на данной схеме изображают траекторию движения крайних точек кривошипной головки шатуна для определения габаритных размеров картера двигателя и размещения распределительного вала. Показатели λ ,

принятые на начальном этапе при построении индикаторной диаграммы, при условии $\lambda \leq \lambda_{\max}$ сохраняются.

При выполнении расчёта кинематики кривошипно-шатунного механизма заключается в определении перемещения, скорости и ускорения поршня. Допускается, что коленчатый вал выполняет вращение с постоянной угловой скоростью ω . Данное допущение помогает анализировать кинематические величины в виде функциональной зависимости от угла поворота коленчатого вала φ , который при $\omega = \text{const}$ пропорционален времени.

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ПОРШНЯ

Зависимость перемещения поршня в зависимости от угла поворота кривошипа для двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом:

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

В расчётах удобнее использовать выражение, где перемещение поршня является функцией одного угла φ .

В практических расчётах данное выражение получают с достаточной степенью точности при замене значений:

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2 \sin^2\varphi - \frac{1}{2 \cdot 4}\lambda^4 \sin^4\varphi.$$

Вследствие незначительного значения членами второго порядка и выше можно пренебречь:

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

Из выражения перемещения поршня следует, что при $\varphi = 90^\circ$ $S_{90} = R(1 + \lambda/2)$ м, а при $\varphi = 180^\circ$ $S_{180} = 2R$.

Для удобства проведения расчётов численное значение слагаемого

$$(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)$$

вносят в справочную таблицу в зависимости от λ и φ (см. приложение 1).

Для определения аналитическим путём значения перемещения поршня от ВМТ до НМТ пользуются данными таблицы приложения 1.

Для промежуточных значений φ (через каждые 10, 15, 20 или 30°) и строят кривую $s = f(\varphi)$ (см. рис. 69, а).

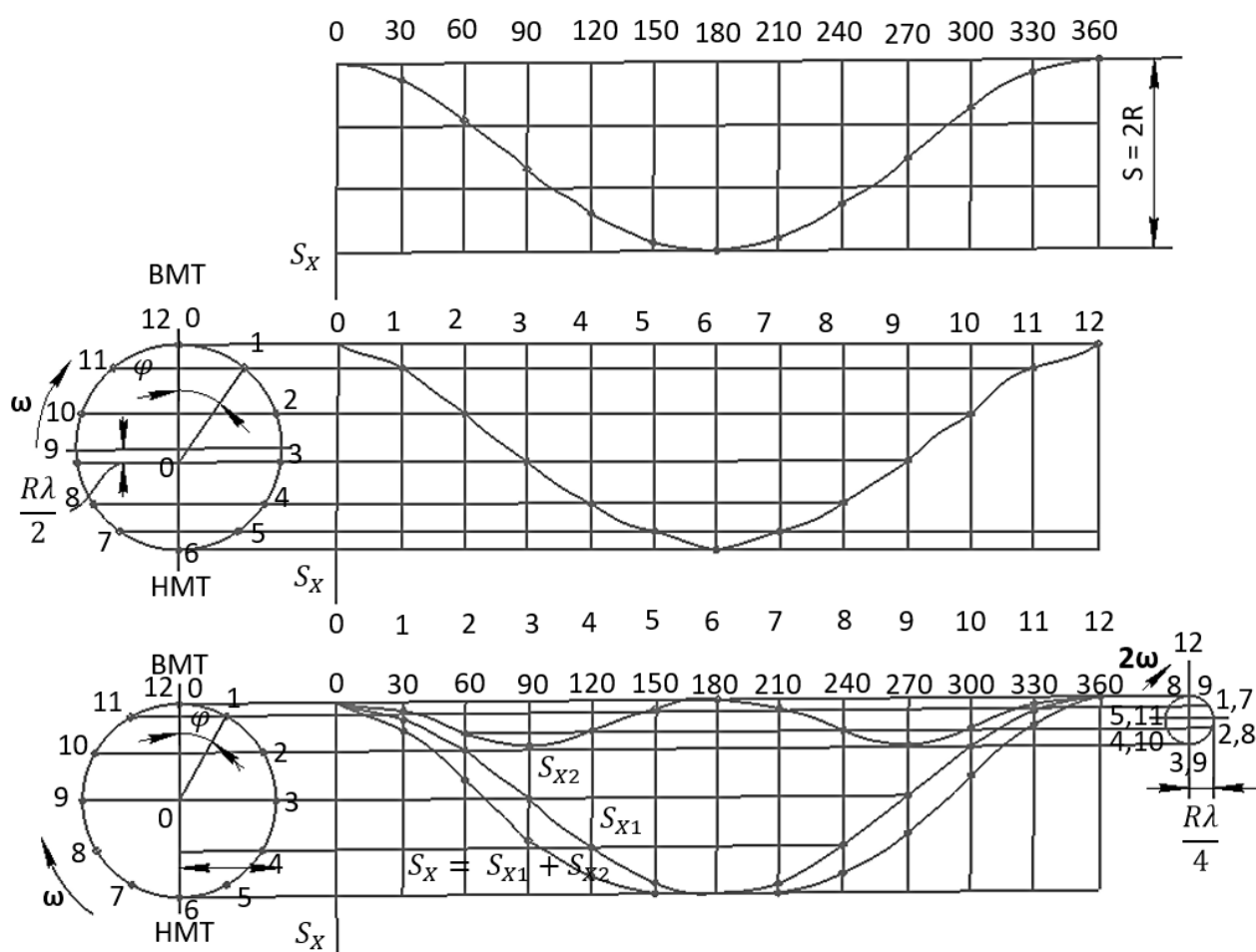


Рис. 69. Построение кривых перемещения поршня:

- а – аналитическим методом ($\lambda = 0,24$); б — методом Ф. А. Брикса ($\lambda = 0,30$);
- в – методом сложения перемещений первого и второго порядков ($\lambda = 0,80$)

При выполнении поворота кривошипа от ВМТ до НМТ ход поршня выполняется под воздействием перемещения шатуна вдоль оси цилиндра

и отклонения от данной оси. Из-за совпадения направлений шатуна при движении кривошипа по первой четверти окружности ($0 - 90^\circ$) поршень выполняет преимущественно больше половины своего пути. При выполнении движения кривошипа по второй четверти окружности ($90 - 180^\circ$) направления перемещений шатуна не совпадают, и поршень проходит меньший путь, чем за первую четверть. При построении графическим методом перемещения поршня указанную закономерность учитывают введением поправки Брикса $R\lambda / 2 = R_2 / (2L_{ш})$.

На рис. 69, б изображено графическое построение $s = f(\varphi)$ по методу Ф. А. Брикса. Центр окружности радиуса R смещают в сторону НМТ на величину $R\lambda/2$ и далее из нового центра через значения φ через каждые 30° проводят радиус вектор до пересечения с окружностью. Проекции точек пересечения (1, 2, 3, ...) на ось цилиндров (линия ВМТ – НМТ) дают искомые положения поршня при значениях угла φ .

При анализе движения поршня в виде суммы двух гармонических перемещений первого и второго порядков построение $s = f(\varphi)$ осуществляют, как показано на рис. 69, в.

$$s_{x1} = R(1 - \cos\varphi)$$

Движение поршня в смещенном кривошипно-шатунном механизме:

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

СКОРОСТЬ ПОРШНЯ

Скорость поршня является переменной величиной и при устойчивой частоте вращения коленчатого вала зависит только от изменения угла поворота кривошипа и величины λ :

$$v_{п} = \frac{ds}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \frac{ds}{d\varphi} = \omega R \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right). \quad (8)$$

Скорость поршня при $\varphi = 0$ и $\varphi = 180^\circ$ равна нулю. При $\varphi = 90^\circ$ $v_{\text{п}} = R\omega$, а при $\varphi = 270^\circ$ $v_{\text{п}} = -R\omega$. Это означает, что в точках абсолютные значения скорости поршня равны окружной скорости оси шатунной шейки коленчатого вала.

Предельная скорость поршня зависит от величины λ , которая учитывает конечную длину шатуна и достигается при $\varphi < 90^\circ (+v_{\text{п}})$ и $\varphi > 270^\circ (-v_{\text{п}})$. Максимальные значения скорости поршня повышаются с увеличением λ и выполняют перемещение в стороны мёртвых точек:

$$v_{\text{п.маx}} \approx \omega R \sqrt{1 + \lambda^2}.$$

Для удобства проведения расчётов численное значение слагаемого

$$\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)$$

вносят в справочную таблицу в зависимости от λ и φ (см. прил. 2).

На рис. 70, а представлена кривая, рассчитанная аналитическим методом по формуле (8), где изменения скорости поршня зависят от значений φ . На рис. 70, б и 70, в показано построение кривых скорости поршня графическими методами.

На рис. 70, б использована схема кривошипно-шатунного механизма для выполнения построения кривой скорости поршня. Показатели скорости поршня для каждого угла φ откладывают на перпендикулярной оси цилиндров, по величинам отрезков ($01'$, $02'$, $03'$, ...), отсекаемых осевой линией шатуна, затем выполняют перенос на вертикали соответствующих углов φ .

На рис. 70, в показана кривая скорости поршня, построенная сложением гармоник скорости первого $v_{\text{п1}} = \omega R \sin\varphi$ и второго $v_{\text{п11}} = \varphi R(\lambda/2)\sin 2\varphi$ порядков.

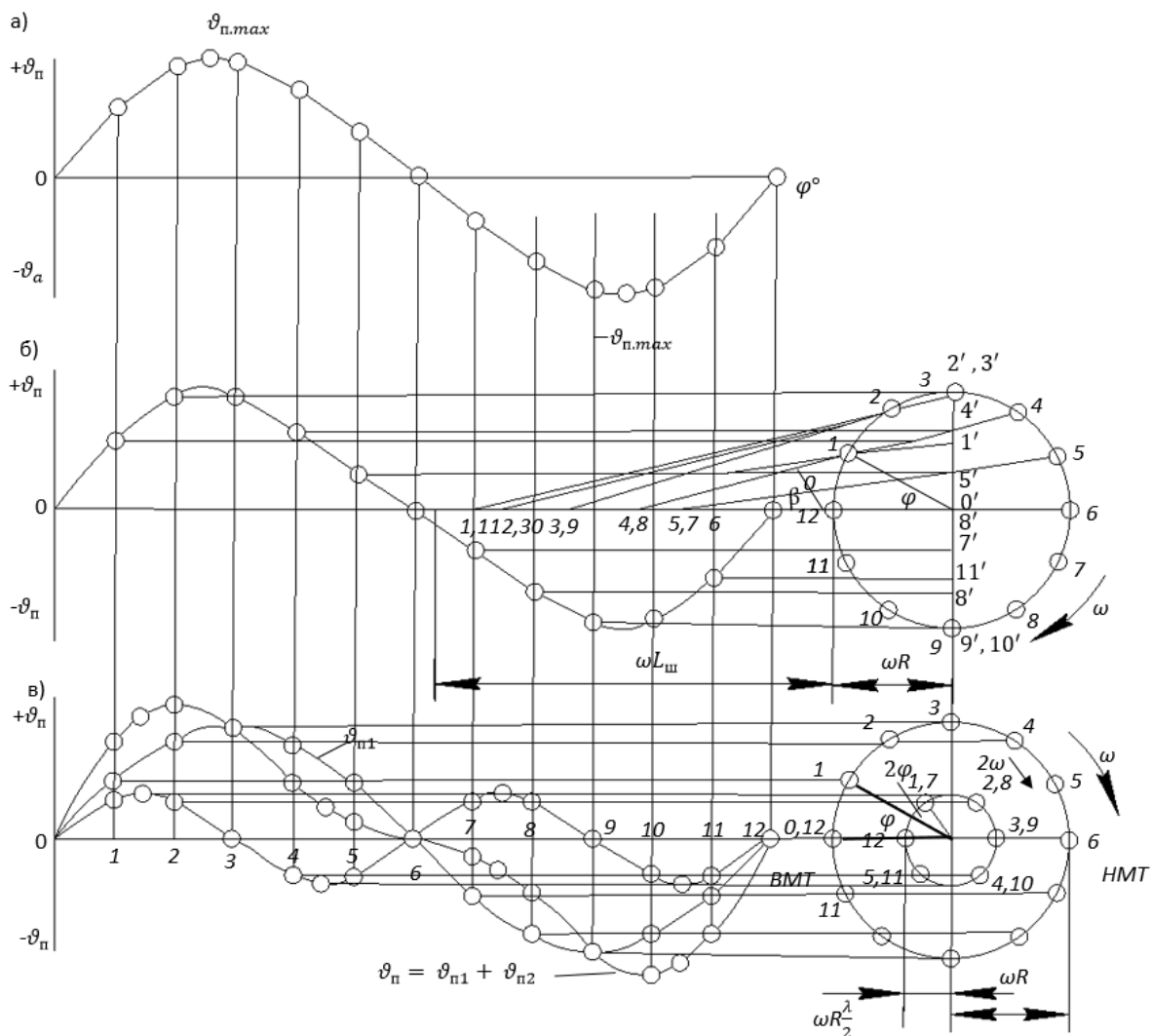


Рис. 70. Построение кривых скорости поршня:

a – аналитическим методом ($\lambda = 0,24$); *б* – графическим методом

по схеме кривошипно-шатунного механизма ($\lambda = 0,30$);

в – методом сложения скоростей первого и второго порядков ($\lambda = 0,80$)

В этом случае:

$$v_{\text{п}} = \omega R \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Для выполнения сравнения быстроходности двигателей в расчётах часто применяют среднюю скорость поршня:

$$v_{\text{п.ср}} = sn/30 = 2\omega R/\pi,$$

где s и R имеют размерность м, n – мин⁻¹ и ω – рад/с.

Отношение $v_{п\max}$ к $v_{п.ср}$ для $\lambda = 0,24 - 0,31$ составляет $1,62 - 1,64$:

$$v_{п\max}/v_{п.ср} = \pi/2\sqrt{1 + \lambda^2}.$$

В смещённом кривошипно-шатунном механизме скорость поршня:

$$v_{п} = \omega R \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right).$$

УСКОРЕНИЕ ПОРШНЯ

Ускорение поршня определяется:

$$\frac{dv_{п}}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{dv_{п}}{d\varphi} = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

Для удобства проведения расчётов численное значение слагаемого:

$$\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi$$

вносят в справочную таблицу в зависимости от λ и φ (см. приложение 3).

Предельный показатель ускорения поршня достигается при $\varphi = 0^\circ$:

$$j_{\max} = \omega^2 R (1 + \lambda).$$

Наименьшее значение ускорения поршня при:

$$\lambda < 0,25 \text{ в точке } \varphi = 180^\circ; j_{\min} = -\omega^2 R (1 + \lambda).$$

$$\lambda > 0,25 \text{ в точке } \varphi = \arccos(-1/4\lambda); j_{\min} = -\omega^2 R [\lambda + 1 + (8\lambda)].$$

Применяя уравнение (9) и сведённые значения в таблице приложения 2, определяют аналитическим путём значения ускорения поршня для значений угла φ в интервале $\varphi = 0 - 360^\circ$, исходя из этого строят кривую $j = f(\varphi)$ (см. рис. 71, а). Для построения графическим методом кривую ускорения можно построить методом сложения гармоник первого и второго порядков или методом касательных.

По методу касательных построение кривой ускорения (см. рис. 71, б) сначала строят кривую $j = f(sx)$, затем перестраивают в кривую $j = f(\varphi)$. На отрезке $AB = s$ в точках A и B откладывают в определенном масштабе: вверх $j = \omega^2 R(1 + \lambda)$ и вниз $j = \omega^2 R(1 - \lambda)$.

На рис. 71, в показана кривая ускорения поршня, построенная сложением гармоник ускорения первого $j_I = \omega^2 R \cos \varphi$ и второго $j_{II} = \omega^2 R \lambda \cos 2\varphi$ порядков.

Ускорение поршня в смещённом кривошипно-шатунном механизме:

$$j = \omega^2 R (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + k \lambda \sin \varphi.)$$

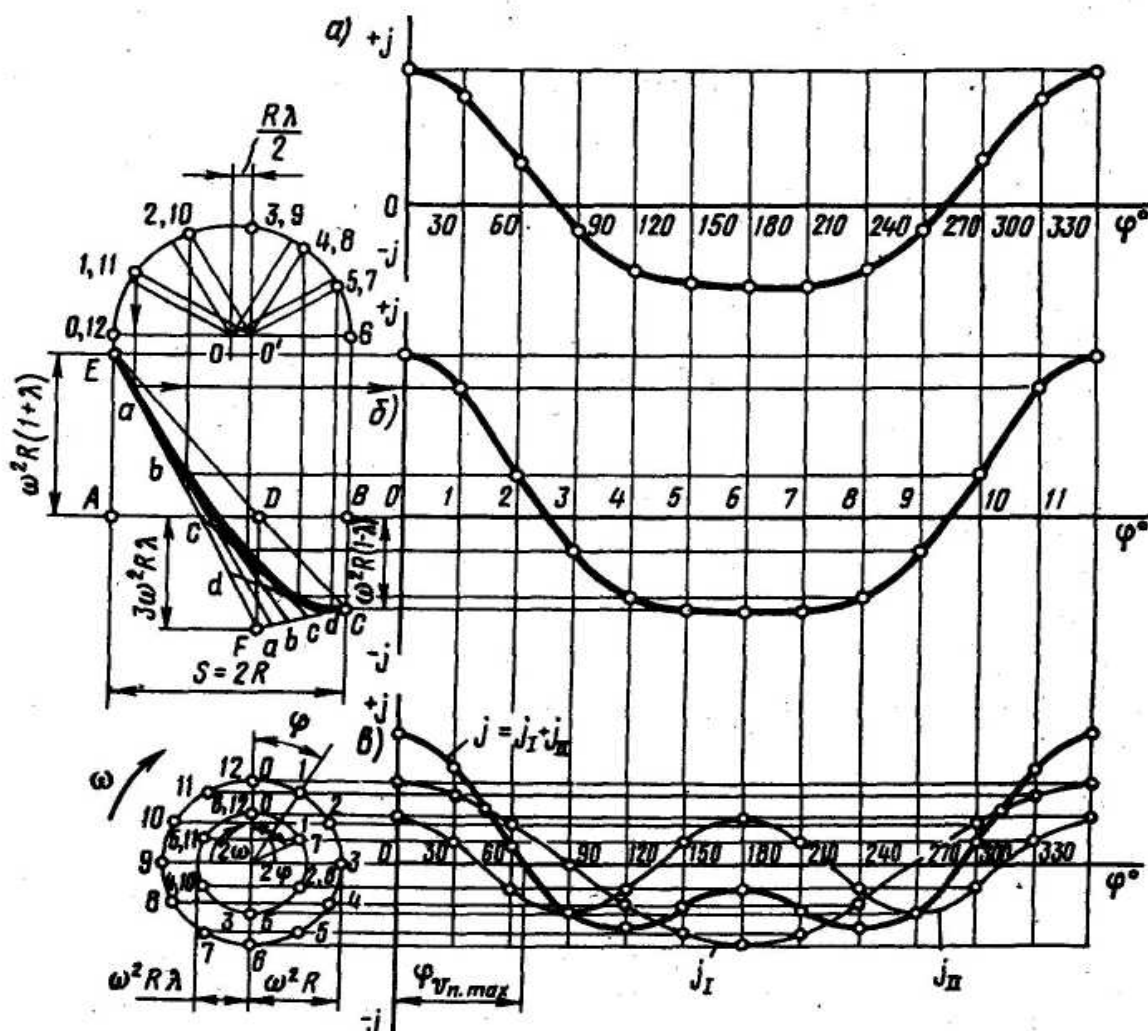


Рис. 71. Построение кривых ускорения поршня:

a – аналитическим методом ($\lambda = 0,24$); b – методом касательных ($\lambda = 0,30$);
 v – методом сложения гармоник первого и второго порядков ($\lambda = 0,60$)

ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

В процессе работы двигателя на элементы кривошипно-шатунного механизма оказывают действие силы давления газов в цилиндре, центробежные силы, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, давление на поршень со стороны картера (приблизённо к атмосферному давлению) и силы тяжести (в динамическом расчёте силы тяжести обычно не учитывают). Динамический расчёт кривошипно-шатунного механизма состоит из определения суммарных сил и моментов, действующих от давления газов и сил инерции. По величине рассчитанных сил определяют детали цилиндропоршневой группы на износ и прочность, а также определяют степень неравномерности хода двигателя и неравномерность крутящего момента.

СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВ

Силы давления газов действуют на площадь поршня. Для упрощения динамического расчёта силу давления газов заменяют одной силой, направленной по оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца. Полученную силу находят для каждого момента времени (угла φ) по действительной индикаторной диаграмме, снятой с двигателя, или по индикаторной диаграмме, построенной на основании теплового расчёта (обычно для номинальной мощности и соответствующей ей частоты вращения коленчатого вала).

Для нахождения газовых сил необходимо построить развёрнутую индикаторную диаграмму по углу поворота коленчатого вала. Для её построения проводят вспомогательную полуокружность радиусом $R = S/2$ (см. рис. 72). После построения окружности из центра полуокружности (точка O) в сторону НМТ откладывают поправку Брикса, $R\lambda/2$. Полуокружность разделяют лучами из центра O на несколько частей, а из центра (точка O') проводят параллельно этим лучам линии. Полученные на полуокружности точки соответствуют определённым углам φ (на рис. 72 интервал между точками равен 30°). Из данных точек проводят верти-

кальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы, и полученные величины давлений откладывают на вертикали соответствующих углов φ . Развёртку индикаторной диаграммы начинают от ВМТ в процессе хода впуска. На свёрнутой индикаторной диаграмме давление отсчитывают от абсолютного нуля, а на развёрнутой – избыточное давление над поршнем $\Delta p_r = p_r - p_0$. Следовательно, давления в цилиндре двигателя меньше атмосферных на развёрнутой диаграмме будут отрицательными. Силы давления газов, направленные от коленчатого вала, – считают отрицательными, к оси коленчатого вала, – положительными.

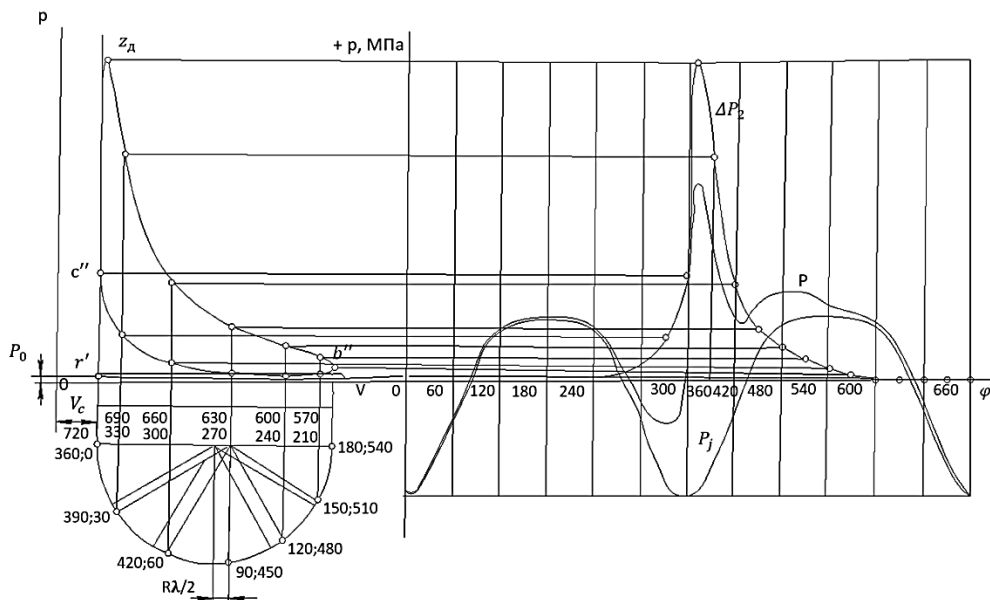


Рис. 72. Перестроение (развёртка) индикаторной диаграммы в координатах $p - \varphi$

СИЛА ДАВЛЕНИЯ НА ПОРШЕНЬ

$$P_r = (p_r - p_0)F_{\text{п}}, \quad (10)$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поршня; p_r и p_0 – давление газов в любой момент времени и атмосферное давление.

Из уравнения (10) следует, что кривая сил давления газов по углу поворота коленчатого вала и кривая давления газов Δp_2 имеют одинаковый характер изменения.

Для нахождения газовых сил P_g по развёрнутой диаграмме давлений Δp_g нужно выполнить пересчёт масштаба. В итоге, если кривая Δp_2 выполнена в масштабе M_p МПа в мм, то масштаб этой же кривой для P_2 будет $M_p = M_p F_{II}$, МН в мм.

ПРИВЕДЕНИЕ МАСС ЧАСТЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Детали кривошипно-шатунного механизма в зависимости от совершаемого движения можно разделить на:

- детали, совершающие вращательное движение (коленчатый вал и нижняя головка шатуна);
- детали, совершающие возвратно-поступательное движение (поршневая группа и верхняя головка шатуна);
- детали, совершающие сложное плоскопараллельное движение (стержень шатуна).

Для упрощения расчёта действительный кривошипно-шатунный механизм замещается динамическим механизмом с эквивалентной системой сосредоточенных масс.

Масса поршневой группы m_{II} сосредоточена на оси поршневого пальца точка A (см. рис. 73). Массу шатунной группы m_{III} замещают двумя массами. Одна из масс $m_{III,II}$ сконцентрирована на оси поршневого пальца в точке A , а другая $m_{III,K}$ на оси кривошипа – точка B .

$$m_{III,II} = (L_{III,K} / L_{III}) m_{III}; m_{III,K} = (L_{III,II} / L_{III}) m_{III},$$

где L_{III} – длина шатуна; $L_{III,K}$ – расстояние от центра кривошипной головки до центра тяжести шатуна; $L_{III,II}$ – расстояние от центра поршневой головки до центра тяжести шатуна.

Для большого количества существующих конструкций автомобильных двигателей $m_{III,II} = (0,2 \div 0,3)m_{III}$, а $m_{III,K} = (0,7 \div 0,8)m_{III}$.

При выполнении расчёта можно принимать средние значения:

$$m_{ш.п} = 0,275m_{ш};$$

$$m_{ш.к} = 0,725m_{ш}.$$

Массу кривошипа замещают двумя массами, сосредоточенными на оси кривошипа в точке B (m_k) и на оси коренной шейки в точке O (m_o) (см. рис. 73, б).

Масса коренной шейки с частью щёк является уравновешенной, если они расположены взаимно симметрично относительно оси вращения. Масса (кг), сосредоточенная в точке B :

$$m_k = m_{ш.ш} + 2m_{щ} \rho/R,$$

где $m_{ш.ш}$ – масса шатунной шейки с прилегающими частями щёк; $m_{щ}$ – масса средней части щеки по контуру $abcd$, имеющей центр тяжести на радиусе ρ .

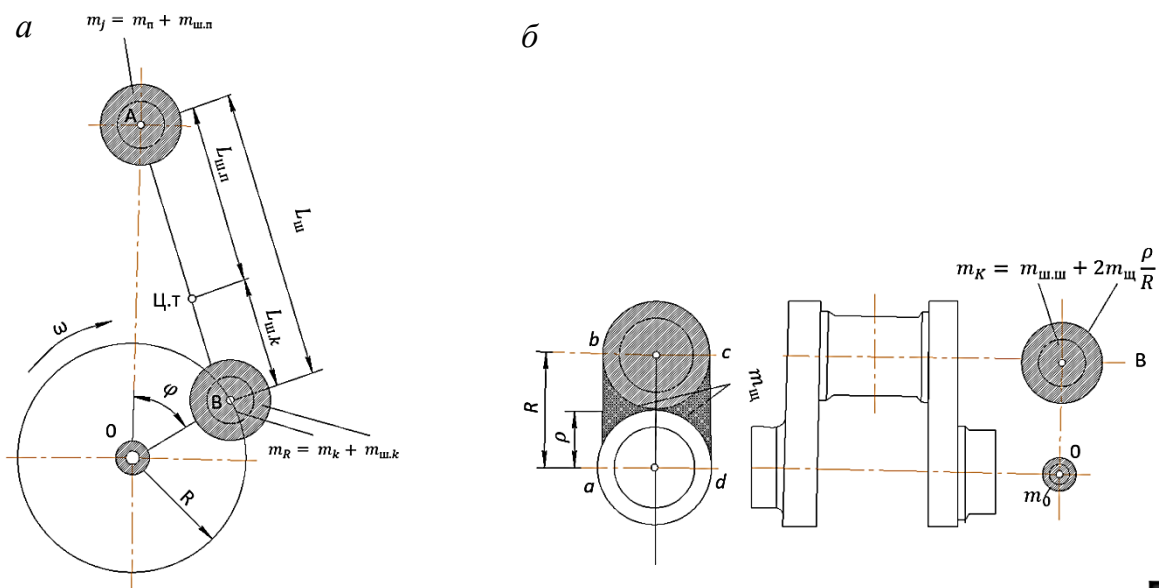


Рис. 73. Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму:

a – приведённая система кривошипно-шатунного механизма;

$б$ – приведение масс кривошипа

При расчётах $m_{ш.ш}$ и $m_{щ}$ находят, исходя из параметров кривошипа и плотности материала коленчатого вала.

Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму, состоит из массы $m_j = m_{\text{п}} + m_{\text{ш.п}}$, сосредоточенной в точке A , совершающей возвратно-поступательное движение, и массы $m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{ш.к}}$, сосредоточенной в точке B и совершающей вращательное движение. В двигателях V -образной конструкции с сдвоенным кривошипно-шатунным механизмом $m_{R\Sigma} = m_{\text{к}} + 2m_{\text{ш.к}}$.

Для выполнения динамического расчёта двигателя показатели $m_{\text{п}}$ и $m_{\text{ш}}$ определяют по данным прототипов или вычисляют по чертежам.

Для определения приблизительных значений $m_{\text{п}}$, $m_{\text{ш}}$ и $m_{\text{к}}$, можно использовать конструктивные массы $m' = m / F_{\text{п}}$ (кг/м² или г/см²).

СИЛЫ ИНЕРЦИИ

Силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме, в соответствии с характером движения приведённых масс подразделяют на центробежные силы инерции вращающихся масс K_R (рис. 74) и силы инерции поступательно движущихся масс P_J .

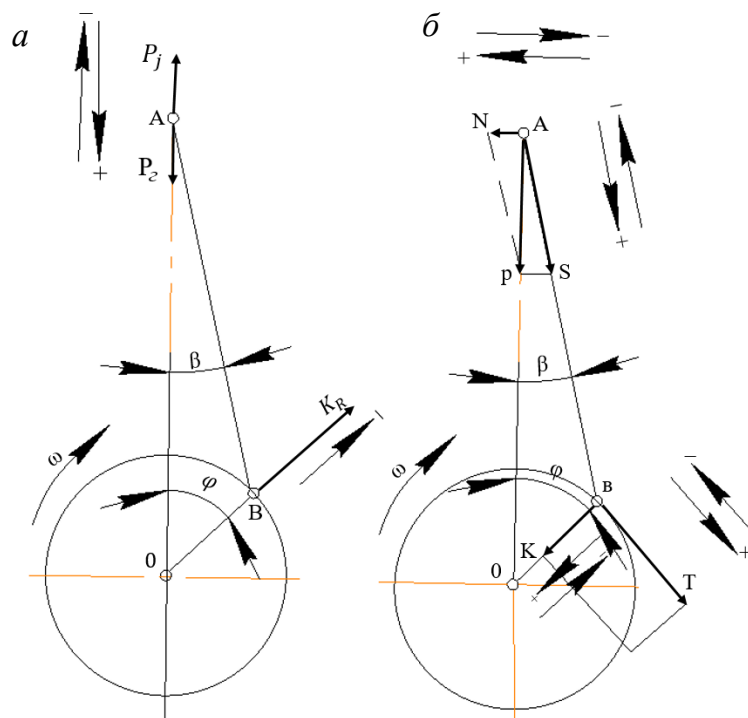


Рис. 74. Схема действия сил в кривошипно-шатунном механизме:

a – инерционных и газовых; b – суммарных

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = -m_j j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

Подобным образом, ускорение поршня сила P_j может быть представлена в виде суммы сил инерции первого P_{jI} и второго P_{jII} порядков:

$$P_j = P_{jI} + P_{jII} = -(m_j R \omega^2 \cos \varphi + (m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\varphi)).$$

Знак минус в уравнениях показывает, что сила инерции направлена в противоположную сторону от ускорения.

Силы инерции движущихся масс, совершающих возвратно-поступательное движение, действуют по оси цилиндра. Если они направлены от коленчатого вала, то являются отрицательными, если направлены к оси коленчатого вала – положительными.

Расчёты P_j проводятся для тех же положений кривошипа (углов φ), для которых определялись Δp_r и P_r .

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R R \omega^2.$$

Центробежная сила постоянна по величине (при $\omega = \text{const}$), действует по радиусу кривошипа и направлена от оси коленчатого вала.

Центробежная сила инерции K_R является результирующей двух сил: силы инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{ш.k} R \omega^2;$$

силы инерции вращающихся масс кривошипа:

$$K_{Rk} = -m_k R \omega^2.$$

Для V-образных двигателей:

$$K_{R\Sigma} = K_{R_K} + K_{R_{ш.л}} + K_{R_{ш.п}} = -(m_K + m_{ш.к.л} + m_{ш.к.п})R\omega^2,$$

где $K_{R_{ш.л}}$ и $K_{R_{ш.п}}$ – силы инерции вращающихся масс правого и левого шатунов.

Для V-образных двигателей, где два одинаковых шатуна расположены рядом на одной шейке:

$$K_{R\Sigma} = K_{R_K} + 2K_{R_{ш}} = -(m_K + 2m_{ш.к}) - m_{R\Sigma}R\omega^2.$$

СУММАРНЫЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ

В ходе динамических расчётов двигателей целесообразно пользоваться удельными силами, отнесёнными к единице площади поршня. В этом случае удельные суммарные силы определяют путём сложения избыточного давления над поршнем Δp_r и удельных сил инерции p_j :

$$p = \Delta p_r + p_j;$$

$$p_j = p_j/F_{\Pi} = -(m_j R \omega^2 / F_{\Pi})(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

Суммарная сила P устремлена по оси цилиндра и приложена к оси поршневого пальца (рис. 74, б). Влияние от силы P переходит на стенки цилиндра перпендикулярно его оси и на шатун. Сила N (кН), действующая перпендикулярно оси цилиндра, называется нормальной силой и воспринимается стенками цилиндра:

$$N = P \operatorname{tg}\beta.$$

Нормальная сила N положительна, если создаваемый момент относительно оси коленвала имеет одно направление с вращением вала.

Действующая сила S (кН) вдоль шатуна воздействует на него и затем передаётся кривошипу. Если сжимает шатун, сила считается положительной, и отрицательной, если его растягивает:

$$S = P(1/\cos\beta), p_s = p(1/\cos\beta).$$

От действия силы S на шатунную шейку возникают две составляющие силы (см. рис. 74, б):

Сила K , направленная по радиусу кривошипа (кН):

$$K = P \cos(\varphi + \beta) / \cos\beta.$$

Тангенциальная сила T , направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа (кН):

$$T = P \sin(\varphi + \beta) / \cos\beta.$$

Сила K считается положительной, если она сжимает щёки колена.

Значения тригонометрических функций для различных λ и φ представлены в таблицах (см. приложения 4–6).

Графически $T_{\text{ср}}$ определяют по площади, заключённой под кривой T :

$$T_{\text{ср}} = (\sum f_1 - \sum f_2) M_p / OB,$$

где $\sum f_1$ и $\sum f_2$ – отрицательные и положительные площади, заключённые под кривой T , мм²; M_p – масштаб полных сил, OB – длина основания диаграммы, мм (см. рис. 76).

Точность расчётов и построения кривой силы T проверяют по уравнению:

$$T_{\text{ср}} = 2p_i F_{\text{п}} / (\tau\pi),$$

где $T_{\text{ср}}$ – среднее значение тангенциальной силы за цикл; p_i – среднее индикаторное давление; $F_{\text{п}}$ – площадь поршня, м²; τ – тактность двигателя.

По величине T определяют крутящий момент одного цилиндра:

$$M_{\text{кр.ц}} = TR.$$

Для суммарного крутящего момента $M_{\text{кр}}$ построение кривой многоцилиндрового двигателя графически суммируют кривые моментов каждого цилиндра, сдвигая кривую на угол поворота кривошипа между вспышками относительно другой. Величины и характер изменения крутящих моментов по углу поворота коленчатого вала всех цилиндров двигателя одинаковы и отличаются лишь угловыми интервалами, равными угловым интервалам между вспышками в отдельных цилиндрах, поэтому для подсчёта суммарного крутящего момента двигателя достаточно иметь кривую крутящего момента одного цилиндра.

Для двигателя с одинаковыми интервалами между вспышками суммарный крутящий момент будет периодически изменяться, для четырёхтактного двигателя через $\theta = 720^\circ/i$, для двухтактных двигателей через $\theta = 360^\circ/i$ (i – число цилиндров двигателя).

При построении кривой графическим методом $M_{\text{кр}}$ (см. рис. 75) кривую $M_{\text{кр.ц}}$ одного цилиндра разделяют на число участков, равное $720^\circ/\theta$. Отрезки кривой соединяются и суммируются. Результирующая кривая показывает изменение суммарного крутящего момента двигателя в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Среднее значение суммарного крутящего момента $M_{\text{кр.ср}}$ (МН·м) находится по площади, находящейся между кривой $M_{\text{кр}}$ и линией OA :

$$M_{\text{кр.ср}} = (F_1 - F_2)M_M/OA,$$

где F_1 и F_2 – площади положительная и отрицательная, находящиеся между кривой $M_{\text{кр}}$ и линией OA и эквивалентные работе, совершаемой суммарным крутящим моментом (при $i \geq 6$, как правило, отрицательная площадь отсутствует); M_M – масштаб моментов, МН·м в мм; OA – длина интервала на диаграмме, мм (см. рис. 75).

$M_{кр.ср}$ представляет средний индикаторный момент двигателя, снимаемый с вала двигателя действительный эффективный крутящий момент:

$$M_{в} = M_{кр.ср} \eta_{М},$$

где $\eta_{М}$ – механический КПД двигателя.

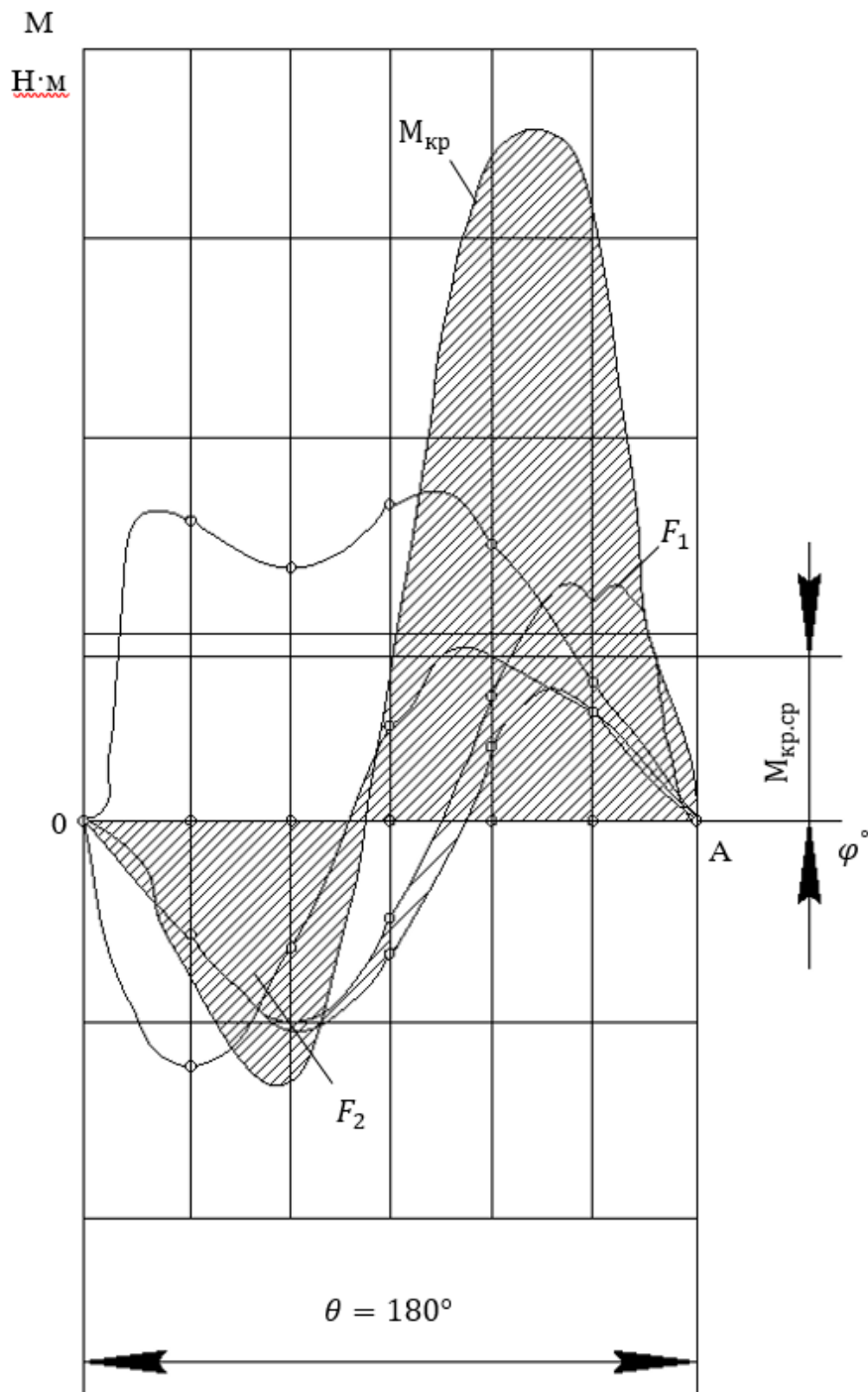


Рис. 75. Построение кривой суммарного крутящего момента

Аналогично кинематическим кривым, по результатам динамического расчёта строят кривые всех сил, действующих в узлах кривошипно-шатунного механизма.

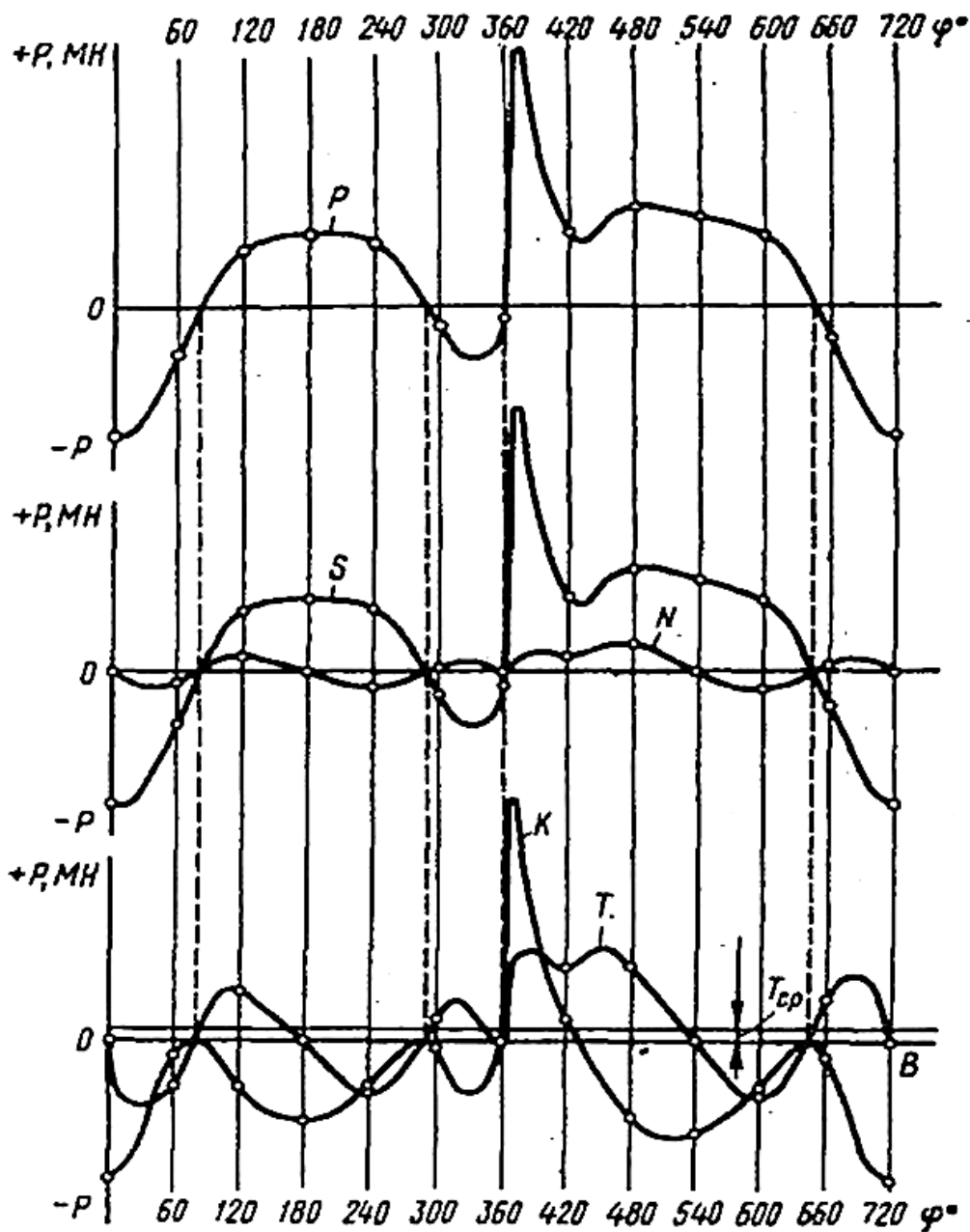


Рис. 76. Построение сил по углу поворота кривошипа

ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЁТА ДВИГАТЕЛЯ

- Низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг:

$$Hu = 33,91 \cdot 0,855 + 125,6 \cdot 0,145 - 2,51 \cdot 9 \cdot 0,145 = 43,93.$$

- Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,517$$

или

$$\begin{aligned} l_0 &= \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \\ &= \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0,855 + 8 \cdot 0,145 \right) = 14,957. \end{aligned}$$

- Количество горючей смеси, кмоль/кг:

$$M_{1\min} = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = 0,96 \cdot 0,517 + \frac{1}{115} = 0,5048;$$

$$M_{1M} = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = 1 \cdot 0,517 + \frac{1}{115} = 0,5255;$$

$$M_{1N} = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = 1 \cdot 0,517 + \frac{1}{115} = 0,5255;$$

$$M_{1\max} = \alpha L_0 + \frac{1}{m_T} = 0,87 \cdot 0,517 + \frac{1}{115} = 0,4583.$$

- Количество отдельных компонентов продуктов сгорания.

Углекислый газ, кмоль/кг:

$$M_{\text{CO}_2(\text{min})} = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1 - 0,96}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0655;$$

$$M_{\text{CO}_2(M)} = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1 - 1}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0713;$$

$$M_{\text{CO}_2(N)} = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1 - 1}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0713;$$

$$M_{\text{CO}_2(\text{max})} = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1 - 0,87}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0526.$$

Оксида углерода, кмоль/кг:

$$M_{\text{CO}(\text{min})} = 2 \frac{1 - 0,96}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0057;$$

$$M_{\text{CO}(M)} = 2 \frac{1 - 1}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0;$$

$$M_{\text{CO}(N)} = 2 \frac{1 - 1}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0;$$

$$M_{\text{CO}(\text{max})} = 2 \frac{1 - 0,87}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0526.$$

Водяного пара, кмоль/кг:

$$M_{\text{H}_2\text{O}(\text{min})} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1 - 0,96}{1 + 0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0696;$$

$$M_{H_2O(M)} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0725;$$

$$M_{H_2O(N)} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,725;$$

$$M_{H_2O(max)} = \frac{0,145}{2} - 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,87}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0632.$$

Водорода, КМОЛЬ/КГ:

$$M_{H_2(min)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0029;$$

$$M_{H_2(M)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0;$$

$$M_{H_2(N)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0;$$

$$M_{H_2(max)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,0093.$$

Азота, КМОЛЬ/КГ:

$$M_{N_2(min)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,96}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,3930;$$

$$M_{H_2(M)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,4093;$$

$$M_{H_2(N)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,4093;$$

$$M_{H_2(max)} = 2 \cdot 0,5 \frac{1-0,87}{1+0,5} 0,208 \cdot 0,517 = 0,3561.$$

- Общее количество продуктов сгорания, кмоль/кг:

$$M_2 = 0,0655 + 0,0057 + 0,0696 + 0,0029 + 0,3930 = 0,5367;$$

$$M_2 = 0,0713 + 0 + 0,0725 + 0 + 0,4093 = 0,5531;$$

$$M_2 = 0,0713 + 0 + 0,0725 + 0 + 0,4093 = 0,5531;$$

$$M_2 = 0,0526 + 0,0186 + 0,0632 + 0,0093 + 0,3561 = 0,4999.$$

- Температура подогрева свежего заряда, °С:

$$\Delta T_{(\min)} = 0,1529(110 - 0,0125 \cdot 900) = 15,09;$$

$$\Delta T_{(M)} = 0,1529(110 - 0,0125 \cdot 2960) = 11,16;$$

$$\Delta T_{(N)} = 0,1529(110 - 0,0125 \cdot 5660) = 6;$$

$$\Delta T_{(\max)} = 0,1529(110 - 0,0125 \cdot 6220) = 11,89.$$

$$A_T = \frac{\Delta T_N}{110 - 0,0125 \cdot 5660} = 0,1529.$$

- Плотность заряда на впуске, кг/м³:

$$\rho_0 = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189.$$

- Потери давления на впуске, МПа:

$$A_n = \frac{95}{900} = 0,10556;$$

$$A_n = \frac{95}{2960} = 0,03209;$$

$$A_n = \frac{95}{5660} = 0,01678;$$

$$A_n = \frac{95}{6220} = 0,01527.$$

$$\Delta P_{a(\min)} = \frac{2,5 \cdot 0,10556^2 \cdot 900^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,013;$$

$$\Delta P_{a(M)} = \frac{2,5 \cdot 0,03209^2 \cdot 2960^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,013;$$

$$\Delta P_{a(N)} = \frac{2,5 \cdot 0,01678^2 \cdot 5660^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,013;$$

$$\Delta P_{a(\max)} = \frac{2,5 \cdot 0,01527^2 \cdot 6220^2 \cdot 1,189 \cdot 10^{-6}}{2} = 0,013.$$

- Давление в конце впуска, МПа:

$$P_{a(\min)} = 0,1 - 0,013 = 0,087;$$

$$P_{a(M)} = 0,1 - 0,013 = 0,087;$$

$$P_{a(N)} = 0,1 - 0,013 = 0,087;$$

$$P_{a(\max)} = 0,1 - 0,013 = 0,087.$$

• Коэффициент остаточных газов. При определении γ_r для двигателя с впрыском топлива принимается $\varphi_{\text{оч}} = 1$, $p_r = 0,110$. Значения для T_r , $\varphi_{\text{доз}}$ определяем по рис. 77.

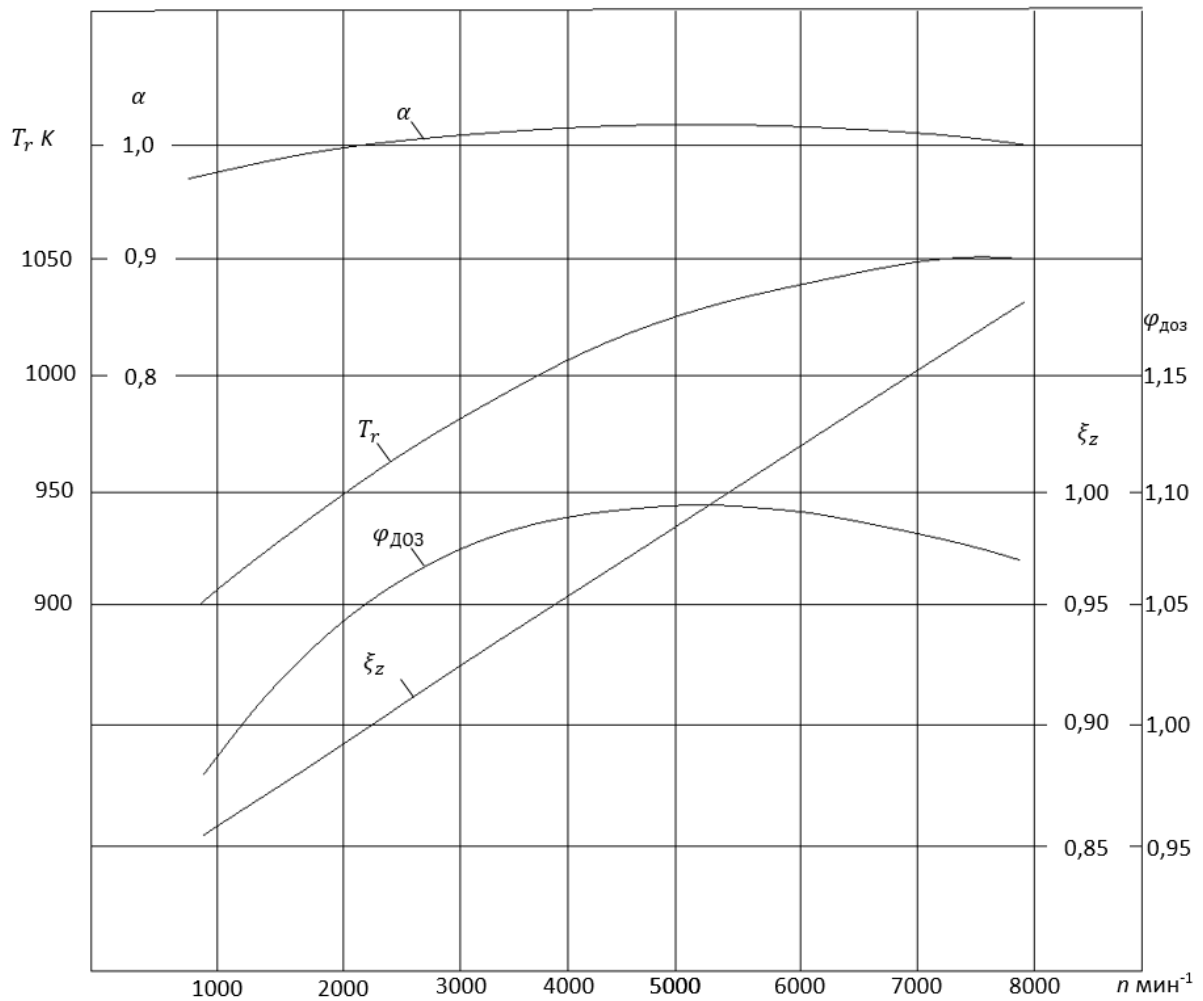


Рис. 77. Исходные параметры для теплового расчёта двигателя

$$T_{r(\min)} = 900;$$

$$T_{r(M)} = 980;$$

$$T_{r(N)} = 1035;$$

$$T_{r(\max)} = 1040.$$

$$\gamma_{r(\min)} = \frac{293 + 6}{900} \cdot \frac{1 \cdot 0,110}{10 \cdot 0,95 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110} = 0,0513;$$

$$\gamma_{r(M)} = \frac{293 + 6}{980} \cdot \frac{1 \cdot 0,110}{10 \cdot 1,025 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110} = 0,0432;$$

$$\gamma_{r(N)} = \frac{293 + 6}{1035} \cdot \frac{1 \cdot 0,110}{10 \cdot 1,11 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110} = 0,0373;$$

$$\gamma_{r(\max)} = \frac{293 + 6}{1040} \cdot \frac{1 \cdot 0,110}{10 \cdot 1,125 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110} = 0,0366.$$

- Температура в конце впуска, К:

$$T_{a(\min)} = \frac{293 + 6 + 0,0513 \cdot 900}{1 + 0,0513} = 328;$$

$$T_{a(M)} = \frac{293 + 6 + 0,0432 \cdot 980}{1 + 0,0432} = 327;$$

$$T_{a(N)} = \frac{293 + 6 + 0,0373 \cdot 1035}{1 + 0,0373} = 325;$$

$$T_{a(\max)} = \frac{293 + 6 + 0,0366 \cdot 1040}{1 + 0,0366} = 325.$$

- Коэффициент наполнения:

$$n_{v(\min)} = \frac{293}{293 + 6} \cdot \frac{1}{10 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (0,95 \cdot 10 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110) = 0,77584;$$

$$n_{v(M)} = \frac{293}{293 + 6} \cdot \frac{1}{10 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (1,025 \cdot 10 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110) = 0,84654;$$

$$n_{v(N)} = \frac{293}{293 + 6} \cdot \frac{1}{10 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (1,11 \cdot 10 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110) = 0,92668;$$

$$n_{v(\max)} = \frac{293}{293 + 6} \cdot \frac{1}{10 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (1,125 \cdot 10 \cdot 0,087 - 1 \cdot 0,110) = 0,94082.$$

- Давление в конце сжатия, МПа:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1},$$

где $n_1 = k_1 - \Delta$.

$$n_{1(n\min)} = 1,3768 - 0,0002 = 1,3766;$$

$$n_{1(nM)} = 1,377 - 0,0002 = 1,3768;$$

$$n_{1(nN)} = 1,37735 - 0,0002 = 1,37715;$$

$$n_{1(n\max)} = 1,3774 - 0,0002 = 1,3772;$$

$$P_{c(n\min)} = 0,087 \cdot 10^{1,3766} = 2,0608;$$

$$P_{c(nM)} = 0,087 \cdot 10^{1,3768} = 2,0618;$$

$$P_{c(nN)} = 0,087 \cdot 10^{1,37715} = 2,0634;$$

$$P_{c(n\max)} = 0,087 \cdot 10^{1,3772} = 2,0637.$$

- Температура в конце сжатия, К:

$$T_{c(n\min)} = 328 \cdot 10^{1,3766-1} = 781;$$

$$T_{c(nM)} = 327 \cdot 10^{1,3768-1} = 779;$$

$$T_{c(nN)} = 325 \cdot 10^{1,37715-1} = 776;$$

$$T_{c(n\max)} = 325 \cdot 10^{1,3772-1} = 775.$$

- Средняя молярная теплоёмкость в конце сжатия, кДж/кмоль·град:
- свежей смеси:

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(n_{\min}) = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 508 = 21,941;$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(n_M) = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 506 = 21,935;$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(n_N) = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 503 = 21,926;$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c}(n_{\max}) = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 502 = 21,924,$$

где $t_c = T_c - 273$ °C.

$$t_{c(n\min)} = 781 - 273 = 508 \text{ °C};$$

$$t_{c(n\min)} = 779 - 273 = 506 \text{ °C};$$

$$t_{c(n\min)} = 776 - 273 = 503 \text{ °C};$$

$$t_{c(n\min)} = 775 - 273 = 502 \text{ °C};$$

- остаточных газов – $(mc_v'')_{t_0}^{t_c}$:

$$(mc_v'')_{t_0}^{500}(n_{\min}) = 24,014 + (24,150 - 24,014) \frac{0,01}{0,05} = 24,041,$$

где 24,014 и 24,150 – табличные значения теплоёмкости продуктов сгорания при 500 °C, при $\alpha = 0,95 \div 1$ (см. приложение 7);

$$(mc_v'')_{t_0}^{600}(n_{\min}) = 24,440 + (24,586 - 24,440) \frac{0,01}{0,05} = 24,469,$$

где 24,440 и 24,586 – табличные значения теплоёмкости продуктов сгорания при 600 °C при $\alpha = 0,95 \div 1$ (см. приложение 7);

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_c}(n_{\min}) = 24,041 + (24,469 - 24,041) \cdot \frac{8}{100} = 24,077,$$

где 24,041 и 24,469 – табличные значения теплоёмкости продуктов сгорания при 600 °С при $\alpha = 0,95 \div 1$. (см. приложение 7).

• Теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/кмоль·град, при условии $t_c = 508$ °С и $\alpha = 0,96$:

$$(mc_v'')_{t_0}^{500}(n_M) = 24,150,$$

где 24,150 – табличное значение теплоёмкости продуктов сгорания при 500 °С, при $\alpha = 1$ (см. приложение 7);

$$(mc_v'')_{t_0}^{600}(n_M) = 24,586,$$

где 24,586 – табличное значение теплоёмкости продуктов сгорания при 600 °С, при $\alpha = 1$ (см. приложение 7);

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_c}(n_M) = 24,150 + (24,586 - 24,150) \frac{6}{100} = 24,071.$$

• Теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/кмоль·град, при условии $t_c = 506$ °С и $\alpha = 1$:

$$(mc_v'')_{t_0}^{500}(n_N) = 24,150,$$

где 24,150 – табличное значение теплоёмкости продуктов сгорания при 500 °С, при $\alpha = 1$ (см. приложение 7):

$$(mc_v'')_{t_0}^{600}(n_N) = 24,586,$$

где 24,586 – табличное значение теплоёмкости продуктов сгорания при 600 °С, при $\alpha = 1$ (см. приложение 7);

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c}(n_N) = 24,150 + (24,586 - 24,150) \frac{3}{100} = 24,057.$$

• Теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/кмоль·град, при $t_c = 503$ °С и $\alpha = 1$:

$$(mc''_v)_{t_0}^{500}(n_{\max}) = 23,707 + (23,867 - 23,707) \frac{0,02}{0,05} = 23,771,$$

где 23,707 и 23,867 – табличные значения теплоёмкости продуктов сгорания при 500 °С, при $\alpha = 0,85 \div 0,9$ (см. приложение 7);

$$(mc''_v)_{t_0}^{600}(n_{\max}) = 24,113 + (24,284 - 24,113) \frac{0,02}{0,05} = 24,181,$$

где 24,113 и 24,284 – табличные значения теплоёмкости продуктов сгорания при 600 °С, при $\alpha = 0,85 \div 0,90$ (см. приложение 7).

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c}(n_{\max}) = 23,771 + (24,181 - 23,771) \frac{2}{100} = 23,779,$$

где 23,771 и 24,181 – табличные значения теплоёмкости продуктов сгорания при 600 °С, при $\alpha = 0,85 \div 0,90$ (см. приложение 7);

• Теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/кмоль·град, при условии $t_c = 502$ °С и $\alpha = 0,87$:

• в рабочей смеси:

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}(n_{\min}) = \frac{1}{1 + 0,0513} [21,941 + 0,0513 \cdot 24,077] = 22,05;$$

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}(n_M) = \frac{1}{1 + 0,0432} [21,935 + 0,0432 \cdot 24,071] = 22,02;$$

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}(n_N) = \frac{1}{1 + 0,0373} [21,926 + 0,0373 \cdot 24,057] = 22,00;$$

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c}(n_{\max}) = \frac{1}{1 + 0,0366} [21,924 + 0,0366 \cdot 23,779] = 21,99.$$

• Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания рабочей смеси, кДж/кг:

$$\Delta H_u(n_{\min}) = 119950(1 - 0,96)0,517 = 2480;$$

$$\Delta H_u(n_M) = 119950(1 - 1)0,517 = 0;$$

$$\Delta H_u(n_N) = 119950(1 - 1)0,517 = 0;$$

$$\Delta H_u(n_{\max}) = 119950(1 - 0,87)0,517 = 8059;$$

или, кДж/кмоль:

$$H_{\text{раб.см}(n_{\min})} = \frac{43930 - 2480}{0,5048(1 + 0,0513)} = 75143;$$

$$H_{\text{раб.см}(n_M)} = \frac{43930 - 0}{0,5255(1 + 0,0432)} = 80259;$$

$$H_{\text{раб.см}(n_N)} = \frac{43930 - 0}{0,5255(1 + 0,0373)} = 80710;$$

$$H_{\text{раб.см}(n_{\max})} = \frac{43930 - 8059}{0,4583(1 + 0,0366)} = 65950.$$

• Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} (mc''_v)_{t_0}^{t_c} &= \frac{1}{0,5367} [0,0655(39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0,0057(22,490 + \\ &+ 0,001430 \cdot t_z) + 0,0696(26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + 0,0029(19,678 + \\ &+ 0,001758 \cdot t_z) + 0,3930(21,951 + 0,001457 \cdot t_z)] = \\ &= 23,9515 + 0,0020168t_z; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
(mc''_v)_{t_0}^{t_c}(n_M) &= \frac{1}{0,5531} [0,0713(39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + \\
&+ 0,0000(22,490 + 0,001430 \cdot t_z) + \\
&+ 0,0725(26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + 0,0000(19,678 + \\
&+ 0,001758 \cdot t_z) + 0,4093(21,951 + 0,001457 \cdot t_z)] == 24,8146 + \\
&0,0020943t_z;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
(mc''_v)_{t_0}^{t_c}n_N &= \frac{1}{0,5531} [0,0713(39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + 0,0000(22,490 + \\
&+ 0,001430 \cdot t_z) + 0,0725(26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + 0,0000(19,678 + \\
&+ 0,001758 \cdot t_z) + 0,4093(21,951 + 0,001457 \cdot t_z)] = 24,8146 + \\
&+ 0,0020943t_z;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
(mc''_v)_{t_0}^{t_c}n_{\max} &= \frac{1}{0,4999} [0,0526(39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + \\
&+ 0,0186(22,490 + 0,001430 \cdot t_z) + 0,0632(26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + \\
&+ 0,0093(19,678 + 0,001758 \cdot t_z) + 0,3561(21,951 + \\
&+ 0,001457 \cdot t_z)] = 22,0157 + 0,0018436t_z.
\end{aligned}$$

- Коэффициент использования теплоты ξ_z .

Значения для коэффициента использования теплоты ξ_z определяем по рис. 77.

$$\xi_z(n_{\min}) = 0,87;$$

$$\xi_z(n_M) = 0,975;$$

$$\xi_z(n_N) = 0,985;$$

$$\xi_z(n_{\max}) = 0,98.$$

$$0,87 \cdot 75143 + 22,05 \cdot 508 = 1,0502(23,9515 + 0,0020168t_z)t_z;$$

$$76575,81 = 25,1538653t_z + 0,00211804336t_z^2;$$

$$0,00211804336t_z^2 + 25,1538653t_z - 76575,81 = 0.$$

Решая данное уравнение, находим положительный корень t_z по формуле:

$$t_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a};$$

$$t_z(n_{\min}) = 2512,67 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$0,975 \cdot 80259 + 22,02 \cdot 506 = 1,0506(24,8146 + 0,0020943t_z)t_z;$$

$$89394,645 = 26,0702188t_z + 0,00220027158t_z^2;$$

$$0,00220027158t_z^2 + 26,0702188t_z - 89394,645 = 0;$$

$$t_z(n_M) = 2777,78 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$0,985 \cdot 80710 + 22,00 \cdot 503 = 1,0509(24,8146 + 0,0020943t_z)t_z;$$

$$90565,35 = 26,0702188t_z + 0,00220027158t_z^2;$$

$$0,00220027158t_z^2 + 26,0702188t_z - 90565,35 = 0;$$

$$t_z(n_M) = 2807,62 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$0,98 \cdot 65950 + 21,99 \cdot 502 = 1,0509(22,0157 + 0,0018436t_z)t_z;$$

$$75669,98 = 23,1362991t_z + 0,00193743924t_z^2;$$

$$0,001937743924t_z^2 + 23,1362991t_z - 75669,98 = 0;$$

$$t_z(n_M) = 2672,52 \text{ }^\circ\text{C}.$$

• Подставляем в формулу известные значения, выразим t_z , далее найдём:

$$T_z(n_{\min}) = 2512,67 + 273 = 2785,67 \text{ K};$$

$$T_z(n_M) = 2777,78 + 273 = 3050,78 \text{ K};$$

$$T_z(n_N) = 2807,62 + 273 = 3080,62 \text{ K};$$

$$T_z(n_{\max}) = 2672,52 + 273 = 2945,52 \text{ K}.$$

• Максимальное давление сгорания теоретическое, МПа:

$$p_z(n_{\min}) = 2,0608 \cdot 1,0502 \frac{2785,67}{781} = 7,72;$$

$$p_z(n_M) = 2,0618 \cdot 1,0506 \frac{3050,78}{779} = 8,48;$$

$$p_z(n_N) = 2,0634 \cdot 1,0509 \frac{3080,62}{776} = 8,61;$$

$$p_z(n_{\max}) = 2,0637 \cdot 1,0509 \cdot \frac{2945,52}{775} = 8,24.$$

• Максимальное давление сгорания действительное, МПа:

$$p_{zД}(n_{\min}) = 0,85 \cdot 7,72 = 6,558;$$

$$p_{zД}(n_M) = 0,85 \cdot 8,48 = 7,210;$$

$$p_{zД}(n_N) = 0,85 \cdot 8,61 = 7,320;$$

$$p_{zД}(n_{\max}) = 0,85 \cdot 8,24 = 7,006.$$

- Степень повышения давления:

$$\lambda(n_{\min}) = \frac{7,72}{2,0608} = 3,7;$$

$$\lambda(n_M) = \frac{8,48}{2,0618} = 4,1;$$

$$\lambda(n_N) = \frac{8,61}{2,0634} = 4,2;$$

$$\lambda(n_{\max}) = \frac{8,24}{2,0637} = 4,0.$$

- Средний показатель адиабаты расширения k_2 :

При $\alpha = 0,96$, $T_z(n_{\min}) = 2785,67$ К и $\varepsilon = 10$ показатель адиабаты расширения определяем по номограмме (см. приложение 8), $k_2(n_{\min}) = 1,24935$.

При $\alpha = 1$, $T_z(n_M) = 3050,78$ К и $\varepsilon = 10$ показатель адиабаты расширения определяем по номограмме (см. приложение 8), $k_2(n_M) = 1,24818$.

При $\alpha = 1$, $T_z(n_N) = 3080,62$ К и $\varepsilon = 10$ показатель адиабаты расширения определяем по номограмме (см. приложение 8), $k_2(n_N) = 1,24779$;

При $\alpha = 0,87$, $T_z(n_{\max}) = 2945,52$ К и $\varepsilon = 10$ показатель адиабаты расширения определяем по номограмме (см. приложение 8), $k_2(n_{\min}) = 1,250375$;

$$n_2 = k_2 - \Delta;$$

$$n_2(n_{\min}) = 1,24935 - 0,0008 = 1,24855;$$

$$n_2(n_M) = 1,24818 - 0,0008 = 1,24738;$$

$$n_2(n_N) = 1,24779 - 0,0008 = 1,24699;$$

$$n_2(n_{\max}) = 1,250375 - 0,0008 = 1,24958.$$

- Давление МПа и температура К в конце процесса расширения:

$$p_b(n_{\min}) = \frac{7,72}{10^{1,24855}} = 0,4353;$$

$$p_b(n_M) = \frac{8,48}{10^{1,24738}} = 0,4799;$$

$$p_b(n_N) = \frac{8,61}{10^{1,24699}} = 0,4876;$$

$$p_b(n_{\max}) = \frac{8,24}{10^{1,24958}} = 0,4640.$$

$$T_b(n_{\min}) = \frac{2785,67}{10^{1,24855-1}} = 1572;$$

$$T_b(n_M) = \frac{3050,78}{10^{1,24738-1}} = 1726;$$

$$T_b(n_N) = \frac{3080,62}{10^{1,24699-1}} = 1744;$$

$$T_b(n_{\max}) = \frac{2945,52}{10^{1,24958-1}} = 1658.$$

- Проверка ранее принятого значения температуры остаточных газов, К:

$$T_r(n_{\min}) = \frac{1572}{\sqrt[3]{0,4353/0,11}} = 993,7;$$

$$T_r(n_M) = \frac{1726}{\sqrt[3]{0,4799/0,11}} = 1056,3;$$

$$T_r(n_N) = \frac{1744}{\sqrt[3]{0,4876/0,11}} = 1061,9;$$

$$T_r(n_{\max}) = \frac{1658}{\sqrt[3]{0,4640/0,11}} = 1026,2.$$

• Погрешность расчёта:

$$\Delta T_r (n_{\min}) = \frac{100(993,7 - 900)}{900} = 10,4 \%;$$

$$\Delta T_r (n_M) = \frac{100(1056,3 - 980)}{980} = 7,8 \%;$$

$$\Delta T_r (n_N) = \frac{100(1061,9 - 1035)}{1035} = 2,6 \%;$$

$$\Delta T_r (n_{\max}) = \frac{100(1026,2 - 1040)}{1040} = 1,3 \%.$$

• Теоретическое среднее индикаторное давление, МПа:

$$\begin{aligned} p'_{i(\min)} &= \frac{2,0608}{10 - 1} \left[\frac{3,7}{1,24855 - 1} \left(1 - \frac{1}{10^{1,24855-1}} \right) - \frac{1}{1,3766} \left(1 - \frac{1}{10^{1,3766-1}} \right) \right] = \\ &= 1,1504; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p'_{i(M)} &= \frac{2,0618}{10 - 1} \left[\frac{4,1}{1,24738 - 1} \left(1 - \frac{1}{10^{1,24738-1}} \right) - \frac{1}{1,3768} \left(1 - \frac{1}{10^{1,3768-1}} \right) \right] = \\ &= 1,3018; \end{aligned}$$

$$p'_{i(N)} = \frac{2,0634}{10 - 1} \left[\frac{4,2}{1,24699 - 1} \left(1 - \frac{1}{10^{1,24699-1}} \right) - \frac{1}{1,37715} \left(1 - \frac{1}{10^{1,37715-1}} \right) \right] = 1,3276 \text{ МПа};$$

$$p'_{i(\max)} = \frac{2,0637}{10 - 1} \left[\frac{4,0}{1,2496 - 1} \left(1 - \frac{1}{10^{1,2496-1}} \right) - \frac{1}{1,3772} \left(1 - \frac{1}{10^{1,3772-1}} \right) \right] = 1,2512 \text{ МПа}.$$

- Среднее индикаторное давление, МПа:

$$p_{i(\min)} = 0,97 \cdot 1,1504 = 1,1159;$$

$$p_{i(\min)} = 0,97 \cdot 1,3018 = 1,2627;$$

$$p_{i(\min)} = 0,97 \cdot 1,3276 = 1,2878;$$

$$p_{i(\min)} = 0,97 \cdot 1,2512 = 1,2137.$$

- Индикаторный КПД:

$$\eta_{i(\min)} = \frac{1,1159 \cdot 14,957 \cdot 0,96}{43,930 \cdot 1,189 \cdot 0,77584} = 0,395;$$

$$\eta_{i(\min)} = \frac{1,2627 \cdot 14,957 \cdot 1}{43,930 \cdot 1,189 \cdot 0,84654} = 0,427;$$

$$\eta_{i(\min)} = \frac{1,2878 \cdot 14,957 \cdot 1}{43,930 \cdot 1,189 \cdot 0,92668} = 0,398;$$

$$\eta_{i(\min)} = \frac{1,2137 \cdot 14,957 \cdot 0,87}{43,930 \cdot 1,189 \cdot 0,94082} = 0,321.$$

- Индикаторный удельный расход топлива, г/кВт·ч:

$$g_i = \frac{3600}{43.930 \cdot 0,395} = 207;$$

$$g_i = \frac{3600}{43.930 \cdot 0,427} = 192;$$

$$g_i = \frac{3600}{43.930 \cdot 0,398} = 206;$$

$$g_i = \frac{3600}{43.930 \cdot 0,321} = 255.$$

- Средняя скорость поршня, м/с:

$$v_{п.ср}(n_{\min}) = \frac{88 \cdot 900}{10^4 \cdot 3} = 2,6;$$

$$v_{п.ср}(n_{\min}) = \frac{88 \cdot 2960}{10^4 \cdot 3} = 8,7;$$

$$v_{п.ср}(n_{\min}) = \frac{88 \cdot 5660}{10^4 \cdot 3} = 16,6;$$

$$v_{п.ср}(n_{\min}) = \frac{88 \cdot 6220}{10^4 \cdot 3} = 18,2.$$

- Среднее давление механических потерь, МПа:

$$p_M(n_{\min}) = 0,034 + 0,0113 \cdot 2,6 = 0,064;$$

$$p_M(n_{\min}) = 0,034 + 0,0113 \cdot 8,7 = 0,132;$$

$$p_M(n_{\min}) = 0,034 + 0,0113 \cdot 16,6 = 0,222;$$

$$p_M(n_{\min}) = 0,034 + 0,0113 \cdot 18,2 = 0,240.$$

- Среднее эффективное давление, МПа:

$$p_e(n_{\min}) = 1,1159 - 0,064 = 1,0521;$$

$$p_e(n_{\min}) = 1,2627 - 0,132 = 1,1306;$$

$$p_e(n_{\min}) = 1,2878 - 0,222 = 1,0661;$$

$$p_e(n_{\min}) = 1,2137 - 0,240 = 0,9735.$$

- Средний механический КПД:

$$\eta_M(n_{\min}) = 1,0521/1,1159 = 0,9428;$$

$$\eta_M(n_{\min}) = 1,1306/1,2627 = 0,8954;$$

$$\eta_M(n_{\min}) = 1,0661/1,2878 = 0,8279;$$

$$\eta_M(n_{\min}) = 0,9735/1,2137 = 0,8021.$$

- Эффективный КПД:

$$\eta_e(n_{\min}) = 0,395 \cdot 0,9428 = 0,3727;$$

$$\eta_e(n_{\min}) = 0,427 \cdot 0,8954 = 0,3824;$$

$$\eta_e(n_{\min}) = 0,398 \cdot 0,8279 = 0,3294;$$

$$\eta_e(n_{\min}) = 0,321 \cdot 0,8021 = 0,2577.$$

- Эффективный удельный расход топлива, г/кВт·ч:

$$g_e(n_{\min}) = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,3727} = 220;$$

$$g_e(n_{\min}) = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,33824} = 214;$$

$$g_e(n_{\min}) = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,3294} = 249;$$

$$g_e(n_{\min}) = \frac{3600}{43,930 \cdot 0,2577} = 318.$$

- Диаметр поршня, мм:

$$D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{0,55}{3,14 \cdot 88}} = 89.$$

- Литраж двигателя, л:

$$V_{\text{л}} = \frac{3,14 \cdot 89^2 \cdot 88 \cdot 4}{4 \cdot 10^6} = 2,2.$$

- Площадь поршня, м²:

$$F_n = \frac{3,14 \cdot 89^2}{4 \cdot 100} = 62,5.$$

- Эффективная мощность двигателя, кВт:

$$N_e(n_{\min}) = \frac{1,0521 \cdot 2,2 \cdot 900}{30 \cdot 4} = 17,36;$$

$$N_e(n_{\min}) = \frac{1,1306 \cdot 2,2 \cdot 2960}{30 \cdot 4} = 61,35;$$

$$N_e(n_{\min}) = \frac{1,0661 \cdot 2,2 \cdot 5660}{30 \cdot 4} = 110,63;$$

$$N_e(n_{\min}) = \frac{0,9735 \cdot 2,2 \cdot 6220}{30 \cdot 4} = 111,01.$$

- Эффективный крутящий момент двигателя, Н·м:

$$M_e(n_{\min}) = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 17,36}{3,14 \cdot 900} = 184,2;$$

$$M_e(n_{\min}) = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 61,35}{3,14 \cdot 2960} = 197,9;$$

$$M_e(n_{\min}) = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 110,63}{3,14 \cdot 5660} = 186,6;$$

$$M_e(n_{\min}) = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 111,01}{3,14 \cdot 6220} = 170,4.$$

- Часовой расход, кг/ч:

$$G_T(n_{\min}) = 17,36 \cdot 220 \cdot 10^{-3} = 3,817;$$

$$G_T(n_{\min}) = 61,35 \cdot 214 \cdot 10^{-3} = 13,149;$$

$$G_T(n_{\min}) = 110,63 \cdot 249 \cdot 10^{-3} = 27,524;$$

$$G_T(n_{\min}) = 111,01 \cdot 318 \cdot 10^{-3} = 35,297.$$

- Литровая мощность, кВт/л:

$$N_L(n_{\min}) = \frac{17,36}{2,2} = 7,89;$$

$$N_L(n_{\min}) = \frac{61,35}{2,2} = 27,89;$$

$$N_L(n_{\min}) = \frac{110,63}{2,2} = 50,29;$$

$$N_{Л}(n_{\min}) = \frac{111.01}{2,2} = 50,46.$$

• Величины в приведённом масштабе, соответствующие рабочему объёму цилиндра и объёму камеры сгорания:

$$AB = \frac{S}{M_s} = \frac{88}{1} = 88 \text{ мм};$$

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} = \frac{88}{(10 - 1)} = 9,8 \text{ мм}.$$

• Максимальная высота диаграммы (точка z):

$$\frac{p_z(n_N)}{M_p} = \frac{8,61}{0,05} = 172,2 \text{ мм}.$$

• Ординаты характерных точек:

$$P_a(n_N)/M_p = 0,087/0,05 = 1,7 \text{ мм};$$

$$P_b(n_N)/M_p = 0,4876/0,05 = 9,8 \text{ мм};$$

$$P_c(n_N)/M_p = 2,0634/0,05 = 41,3 \text{ мм};$$

$$P_r(n_N)/M_p = 0,11/0,05 = 2,2 \text{ мм};$$

$$P_0(n_N)/M_p = 0,1/0,05 = 2 \text{ мм}.$$

• Построение политропы сжатия и расширения аналитическим методом:

а. Политропа сжатия

$$p_x = p_a(V_a/V_x)^{n_1};$$

$$p_x/M_p = \left(\frac{p_a}{M_p}\right) \left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_1} = 1,7 \cdot (97,8/OX)^{1,37715} \text{ мм},$$

где $OB = OA + AB = 9,8 + 88 = 97,8$ мм.

б. Политропа расширения

$$p_x = p_b (V_b/V_x)^{n_2};$$

$$p_x/M_p = \left(\frac{p_b}{M_p}\right) \left(\frac{OB}{OX}\right)^{n_2} = 9,8(97,8/OX)^{1,24699}.$$

Результаты расчёта приведены в табл. 9.

Таблица 9

Результаты расчёта точек политропы сжатия и расширения

№ точки	OX, мм	OB /OX	Политропа сжатия			Политропа расширения		
			$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,377}$	$\frac{p_x}{M_p}$	p_x , МПа	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,251}$	$\frac{p_x}{M_p}$, мм	$\left(\frac{OB}{OX}\right)^{1,377}$
1	9,8	10	23,8	41,3	2,063 (точка с)	17,7	172,2	8,612 (точка z)
2	12,2	8,0	17,5	30,4	1,518	13,4	130,4	6,520
3	15,0	6,5	13,2	22,8	1,140	10,3	100,7	5,033
4	19,6	5,0	9,2	15,9	0,794	7,4	72,6	3,628
5	24,4	4,0	6,7	11,7	0,584	5,6	54,9	2,747
6	32,6	3,0	4,5	7,9	0,393	3,9	38,4	1,919
7	48,9	2,0	2,6	4,5	0,225	2,4	23,1	1,157
8	65,2	1,5	1,7	3,0	0,151	1,7	16,2	0,809
9	97,8	1,0	1,0	1,7	0,087 (точка а)	1,0	9,8	0,488 (точка b)

• Теоретическое среднее индикаторное давление определяется по площади индикаторной диаграммы:

$$p_i' = \frac{F_1 M_p}{AB} = \frac{2512,61668 \cdot 0,05}{88} = 1,428 \text{ МПа.}$$

Результаты расчёта ординат точек

Обозначение точки	Положение точки до ВМТ	φ°	$(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)$	Расстояние от точки до ВМТ (АХ), мм
г	25°	25	0,1187	5,2
а	30°	30	0,1690	7,4
а''	70°	110	1,4656	64,5
с	40°	40	0,2918	12,8
f	33°	33	0,2029	8,9
б'	60°	120	1,6050	70,6

- Положение точки с'' определяется из выражения

$$p_{c''} = (1,15 \div 1,25)p_c = 1,20 \cdot 2,0634 = 2,476 \text{ МПа};$$

$$\frac{p_{c''}}{M_p} = \frac{2,476}{0,05} = 49,52 \text{ мм.}$$

- Действительное давление сгорания:

$$p_{zД} = 0,85p_z;$$

$$\frac{p_{zД}}{M_p} = \frac{7,320}{0,05} = 146,40 \text{ мм};$$

$$AX = \frac{88}{2} \left[(1 - \cos 10^\circ) + \frac{0,280}{4} (1 - \cos 2 \cdot 10^\circ) \right] = 0,854 \text{ мм.}$$

- Общее количество теплоты, введённой в двигатель при номинальном скоростном режиме с топливом, Дж/с:

$$Q_0(n_{min}) = \frac{43930 \cdot 3,817}{3,6} = 46576;$$

$$Q_0(n_M) = \frac{43930 \cdot 13,149}{3,6} = 160457;$$

$$Q_0(n_N) = \frac{43930 \cdot 27,524}{3,6} = 335863;$$

$$Q_0(n_{\max}) = \frac{43930 \cdot 35,297}{3,6} = 430719.$$

- Теплота, эквивалентная эффективной работе, Дж/с:

$$Q_e(n_{\min}) = 1000 \cdot 17,36 = 17360;$$

$$Q_e(n_M) = 1000 \cdot 61,35 = 61353;$$

$$Q_e(n_N) = 1000 \cdot 110,63 = 110630;$$

$$Q_e(n_{\max}) = 1000 \cdot 111,01 = 111012;$$

$$q_e(n_{\min}) = (17360/46576)100 \% = 37,27184 \%;$$

$$q_e(n_M) = (61353/160457)100 \% = 38,23666 \%;$$

$$q_e(n_N) = (110630/335863)100 \% = 32,93900 \%;$$

$$q_e(n_{\max}) = (111012/430719)100 \% = 25,77365 \%.$$

- Теплота, передаваемая охлаждающей среде, Дж/с:

$$Q_B(n_{\min}) = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,9^{1+2 \cdot 0,6} \cdot 900^{0,6} \left(\frac{43930 - 2480}{0,96 \cdot 43930} \right) = 14353;$$

$$Q_B(n_M) = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,9^{1+2 \cdot 0,6} \cdot 2960^{0,6} \left(\frac{43930 - 0}{1 \cdot 43930} \right) = 29831;$$

$$Q_B(n_N) = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,9^{1+2 \cdot 0,6} \cdot 5660^{0,6} \left(\frac{43930 - 0}{1 \cdot 43930} \right) = 44014;$$

$$Q_B(n_{\max}) = 0,5 \cdot 4 \cdot 8,9^{1+2 \cdot 0,6} \cdot 6220^{0,6} \left(\frac{43930 - 8059}{0,87 - 43930} \right) = 43715.$$

$$q_B(n_{\min}) = (14353/46576)100 \% = 30,81624 \%;$$

$$q_B(n_M) = (29831/160457)100 \% = 18,59155 \%;$$

$$q_B(n_N) = (44014/335863)100 \% = 13,10469 \%;$$

$$q_B(n_{\max}) = (43715/430719)100 \% = 10,14938 \%;$$

- Теплота, унесённая с отработавшими газами, Дж:

$$Q_{\Gamma} = (G_T/3,6) \left[M_2 \left\{ (mc_V)_{t_0}^{tr} + 8,315 \right\} t_r - M_1 \left\{ (mc_V)_{t_0}^{20} + 8,315 \right\} t_0 \right];$$

$$t_r(n_{\min}) = 900 - 273 = 627 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_r(n_M) = 980 - 273 = 707 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_r(n_N) = 1035 - 273 = 762 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_r(n_{\max}) = 1040 - 273 = 767 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

где $(mc_V)_{t_0}^{tr}$ – теплоёмкость отработавших газов.

$$(mc_V)_{t_0}^{600}(n_{\min}) = 24,440 + (24,586 - 24,440) \frac{0,01}{0,05} = 24,469;$$

$$(mc_V)_{t_0}^{700} = 24,868 + (25,021 - 24,868) \frac{0,01}{0,05} = 24,899;$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{tr} = 24,469 + (24,899 - 24,469) \frac{27}{100} = 24,585;$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{700}(n_M) = 25,021 + (24,905 - 25,021) \frac{0,05}{0,05} = 24,905;$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{800} = 25,441 + (25,319 - 25,441) \frac{0,05}{0,05} = 25,319;$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{tr} = 24,905 + (25,319 - 24,905) \frac{7}{100} = 24,934;$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{700}(n_N) = 25,021 + (24,905 - 25,021) \frac{0,05}{0,05} = 24,905;$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{800} = 25,441 + (25,319 - 25,441) \frac{0,05}{0,05} = 25,319;$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{tr} = 24,905 + (25,319 - 24,905) \frac{62}{100} = 25,162;$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{700}(n_{max}) = 24,523 + (24,702 - 24,523) \frac{0,02}{0,05} = 24,595;$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{800} = 24,919 + (25,107 - 24,919) \frac{0,02}{0,05} = 24,994;$$

$$(mc_V'')_{t_0}^{tr} = 24,595 + (24,994 - 24,595) \frac{67}{100} = 24,862.$$

$$Q_r = \left(\frac{3,817}{3,6}\right) [0,5524\{24,585 + 8,315\}627 - 0,5247\{20,775 + 8,315\}20] =$$

$$= 11757,88;$$

$$Q_{\Gamma} = \left(\frac{13,149}{3,6}\right) [0,5524\{24,934 + 8,315\}707 - 0,5247\{20,775 + 8,315\} \times \\ \times 20] = 46315,03$$

$$Q_{\Gamma} = \left(\frac{27,524}{3,6}\right) [0,5524\{25,162 + 8,315\}762 - 0,5247\{20,775 + 8,315\} \times \\ \times 20] = 105401,1$$

$$Q_{\Gamma} = \left(\frac{35,297}{3,6}\right) [0,5524\{24,862 + 8,315\}767 - 0,5247\{20,775 + 8,315\} \times \\ \times 20] = 134832,0$$

$$q_r(n_{\min}) = (11757,88/46576)100 \% = 25,24465 \%;$$

$$q_r(n_M) = (46315,03/160457)100 \% = 28,86446 \%;$$

$$q_r(n_N) = (105401,1/335863)100 \% = 31,38217 \%;$$

$$q_r(n_{\max}) = (134832,0/430719)100 \% = 31,30393 \%;$$

• Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, Дж/с:

$$Q_{\text{H.C}}(n_{\min}) = \frac{2480 \cdot 3,817}{3,6} = 2629;$$

$$Q_{\text{H.C}}(n_M) = \frac{0 \cdot 13,149}{3,6} = 0;$$

$$Q_{\text{H.C}}(n_N) = \frac{0 \cdot 27,524}{3,6} = 0;$$

$$Q_{\text{H.C}}(n_{\max}) = \frac{8059 \cdot 35,297}{3,6} = 79018.$$

$$q_{\text{H.C}}(n_{\min}) = (2629/46576)100 \% = 5,64481 \%;$$

$$q_{\text{H.C}}(n_M) = (0/160457)100 \% = 0 \%;$$

$$q_{\text{H.C}}(n_N) = (0/335863)100 \% = 0 \%;$$

$$q_{HC}(n_{max}) = (79018/430719)100 \% = 18,34562 \%$$

- Неучтённые потери теплоты, Дж/с:

$$Q_{OCT}(n_{min}) = 46576 - (17360 + 14353 + 11757,88 + 2629) = 476;$$

$$Q_{OCT}(n_M) = 160457 - (61353 + 29831 + 46315,03 + 0) = 22957;$$

$$Q_{OCT}(n_N) = 335863 - (110630 + 44014 + 105401,1 + 0) = 75818;$$

$$Q_{OCT}(n_{max}) = 430719 - (111012 + 43715 + 134832,0 + 79018) = 62142.$$

На основе проведённых расчётов аналитическим способом выполняется построение индикаторной диаграммы двигателя и зависимость составляющих теплового баланса двигателя с впрыском топлива от частоты вращения коленчатого вала.

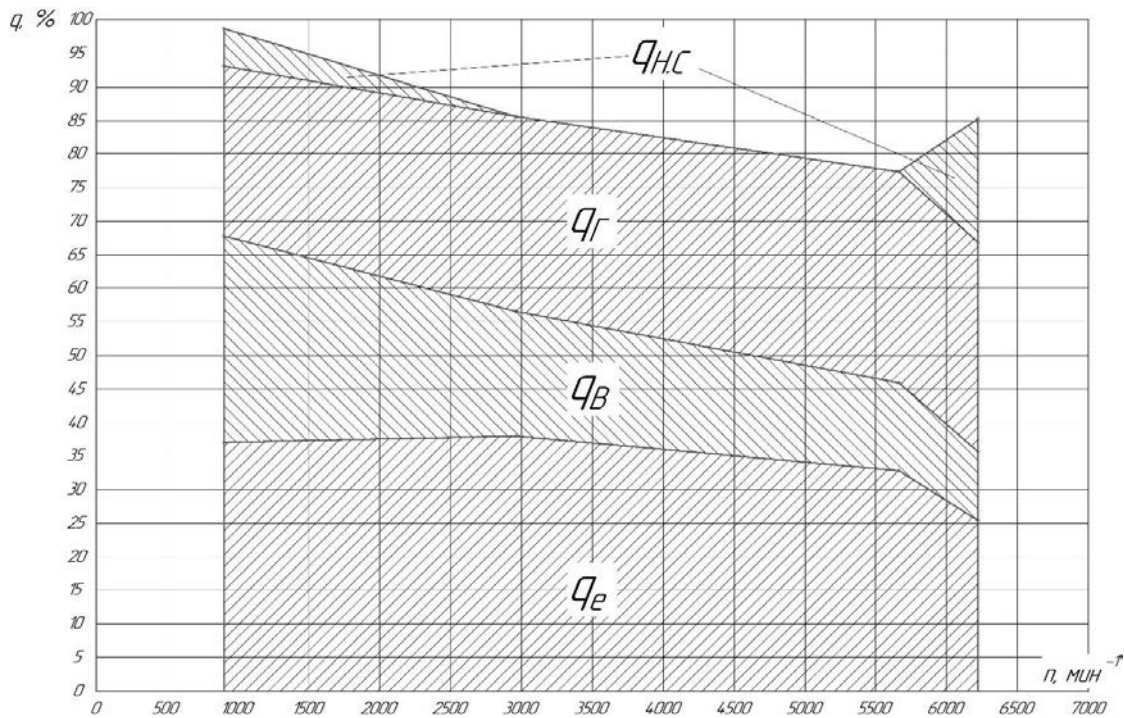


Рис. 78. Зависимость составляющих теплового баланса двигателя с впрыском топлива от частоты вращения коленчатого вала

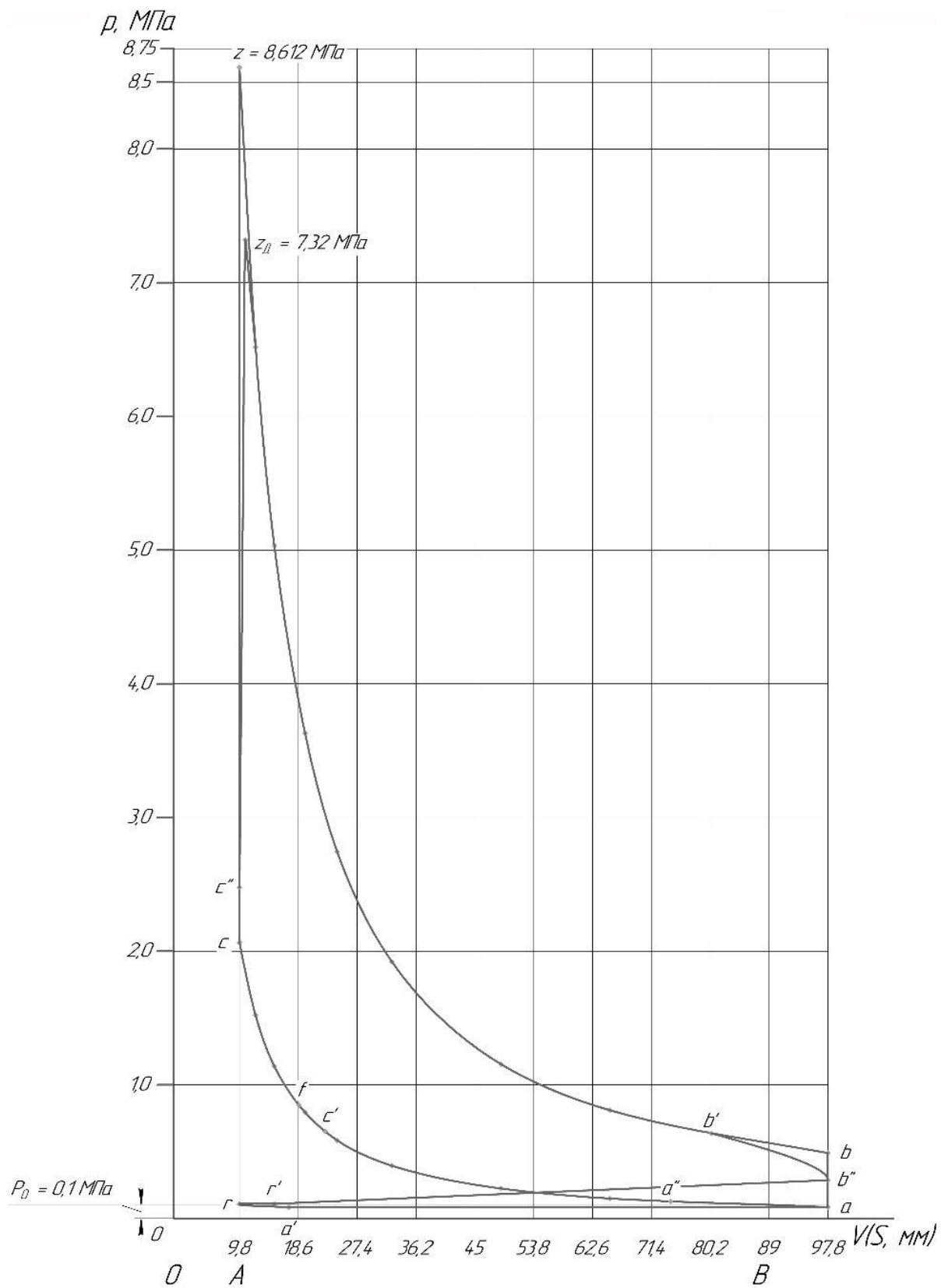


Рис. 79. Индикаторная диаграмма двигателя

ПРИМЕР КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЁТА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ПОРШНЯ

Для уменьшения высоты двигателя без значительного увеличения инерционных и нормальных сил отношения радиуса кривошипа к длине шатуна было принято предварительно в тепловом расчёте $\lambda = 0,280$.

При этом условии

$$L_{\text{ш}} = R/\lambda = 44/0,28 = 157,143 \text{ мм},$$

где $R = S/2 = 88/2 = 44 \text{ мм}$.

Поршень перемещается для ДВС с центральным кривошипно-шатунным механизмом в зависимости от угла поворота кривошипа:

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

Удобнее для расчётов пользоваться выражением, где перемещение поршня является функцией только одного угла φ . Для выполнения расчётов выражение при замене значения получают с достаточной степенью точности:

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi - \frac{1}{2 \cdot 4} \cdot \lambda^4 \cdot \sin^4\varphi - \dots$$

Первыми двумя членами пренебрегаем из-за небольшой величины членов выше второго порядка:

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

Расчёт S_x производился через каждые 10° поворота коленчатого вала, значения S_x занесены в таблицу (см. приложение 9).

СКОРОСТЬ ПОРШНЯ

При перемещении поршня скорость его движения является величиной переменной и при постоянной частоте вращения коленчатого вала зависит только от изменения угла поворота кривошипа и отношения $\lambda = R / L_{\text{ш}}$:

$$v_{\text{п}} = \frac{ds}{dt} = \frac{d\varphi \cdot ds}{dt \cdot d\varphi} = \omega \cdot R \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right),$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала;

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

расчёт ведётся для номинальной частоты, то $n = 5660$ об/мин.

$$\omega = \frac{3,1415 \cdot 5660}{30} = 592,7 \text{ рад/с.}$$

Максимальная скорость поршня зависит (при прочих равных условиях) от величины λ , учитывающей конечную длину шатуна, и достигает при $\varphi < 90^\circ$ ($+ v_{\text{п. max}}$) и $\varphi > 270^\circ$ ($- v_{\text{п. max}}$). С увеличением λ максимальные значения скорости поршня растут и сдвигаются в сторону мёртвых точек:

$$\begin{aligned} v_{n\text{max}} &= \omega \cdot R(1 + \lambda^2)^{\frac{1}{2}} = 592,7 \cdot 44 \cdot 10^{-3}(1 + 0,28^2)^{\frac{1}{2}} = \\ &= 27,0824 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Для сравнения быстроходности двигателей в расчётах используем среднюю скорость поршня:

$$v_{\text{п. ср}} = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{2 \cdot \omega \cdot R}{\pi} = \frac{2 \cdot 592,7 \cdot 44 \cdot 10^{-3}}{3,1415} = 16,6027 \text{ м/с.}$$

Отношение $v_{п.маx}$ к $v_{п.ср}$ для $\lambda = 0,24 - 0,31$ составляет 1,62–1,64.

$$\frac{v_{пмаx}}{v_{пср}} = \frac{27,0824}{16,6027} = 1,63121.$$

Расчёт $V_{п}$ производился через каждые 10° поворота коленчатого вала. Значения $V_{п}$ занесены в таблицу (см. приложение 9).

УСКОРЕНИЕ ПОРШНЯ

$$j = \frac{dv_{п}}{dt} = \frac{d\varphi \cdot dv_{п}}{dt \cdot d\varphi} = \omega^2 \cdot R(\cos\varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi).$$

Максимальное значение ускорения поршня достигается при $\varphi = 0^\circ$:

$$j_{маx} = \omega^2 \cdot R(1 + \lambda) = 592,7^2 \cdot 44 \cdot 10^{-3}(1 + 0,28) = 19785,76 \text{ м/с}^2.$$

Минимальное значение ускорения поршня при:

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda < 0,25 \text{ в точке } \varphi = 180^\circ; j_{мин} = -(\omega^2 \cdot R(1 - \lambda)); \\ \lambda > 0,25 \text{ в точке } \varphi = \arccos\left(\frac{-1}{4 \cdot \lambda}\right); j_{мин} = -\left(\omega^2 \cdot R\left(\lambda + \frac{1}{8 \cdot \lambda}\right)\right); \end{array} \right.$$

$$j_{мин} = -\left(592,7^2 \cdot 44 \cdot 10^{-3}\left(0,28 + \frac{1}{8 \cdot 0,28}\right)\right) = -11228,9 \text{ м/с}^2;$$

$$\varphi = \arccos\left(\frac{-1}{4 \cdot 0,28}\right) = 153,234^\circ.$$

Расчёт j проводился через 10° поворота коленчатого вала. Значения j занесены в таблицу (см. приложение 9).

По результатам кинематического расчёта (см. приложение 9) строятся графики перемещения скорости и ускорения поршня (см. рис. 80–82).

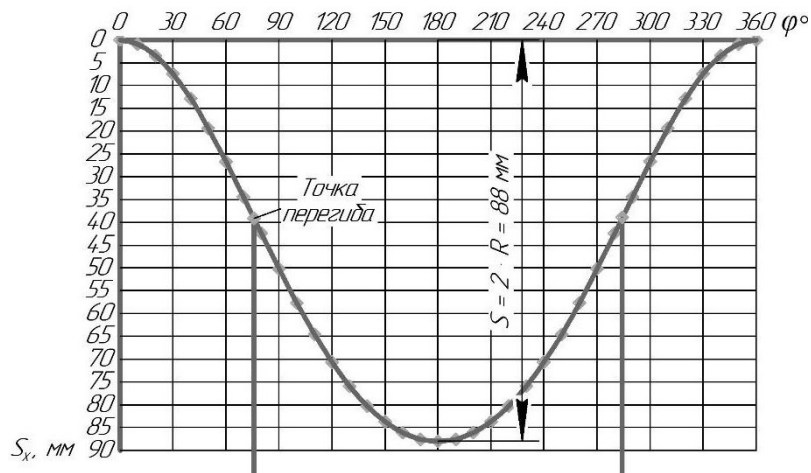


Рис. 80. График перемещения поршня

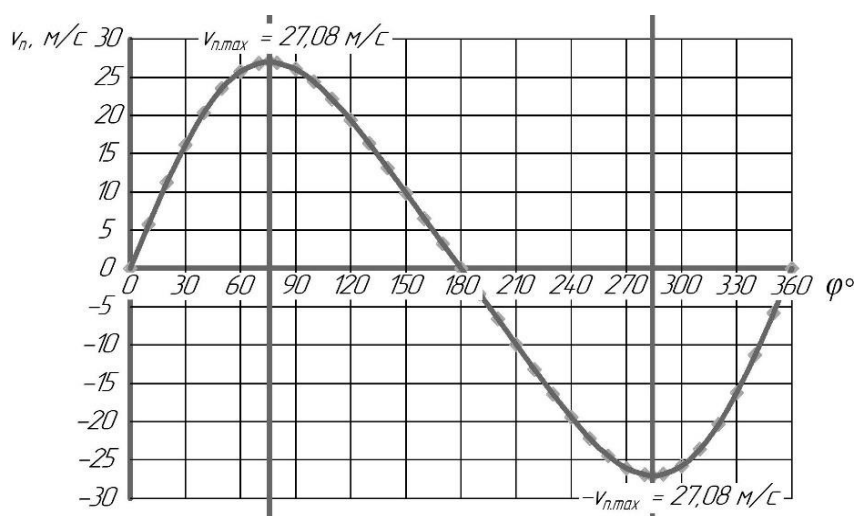


Рис. 81. График скорости поршня

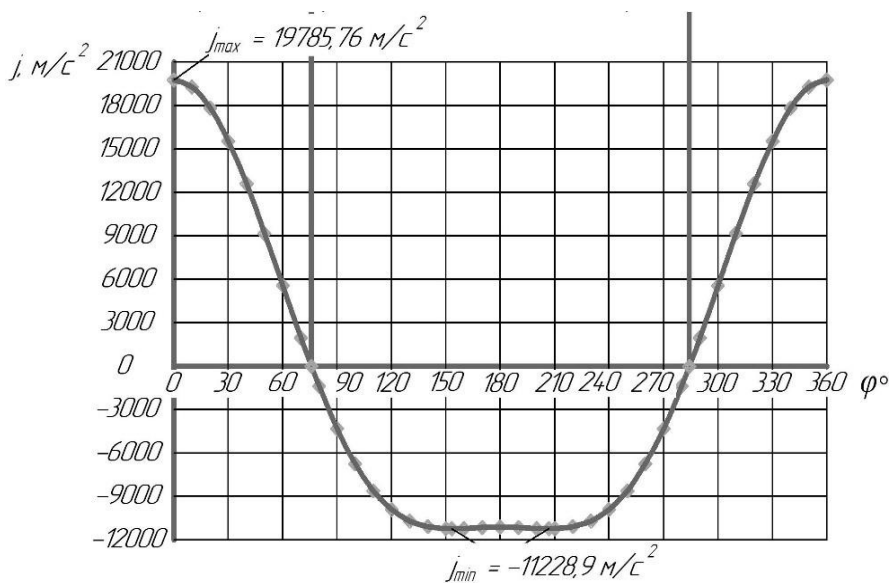


Рис. 82. График ускорения поршня

ПРИМЕР ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЁТА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

ПРИВЕДЕНИЕ МАСС ЧАСТЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Для упрощения динамического расчёта действительный кривошипно-шатунный механизм заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс.

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,1415 \cdot 0,089^2}{4} = 0,00625 \text{ м}^2.$$

Система сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму, состоит из масс $m_j = m_{\Pi} + m_{\text{ш.п}}$, сосредоточенной на оси поршневого пальца и имеющей возвратно-поступательное движение, и массы $m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{ш.к}}$, сосредоточенной на оси кривошипа и имеющей вращательное движение.

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{ш.п}} = 0,81719 + 0,26953 = 1,08672;$$

$$m_R = m_{\text{к}} + m_{\text{ш.к}} = 1,16406 + 0,80859 = 1,97266;$$

$$m_{\Pi} = m'_{\Pi} \cdot F_{\Pi} = 130,75 \cdot 0,00625 = 0,81719;$$

$$m_{\text{ш}} = m'_{\text{ш}} \cdot F_{\Pi} = 172,5 \cdot 0,00625 = 1,07813;$$

$$m_{\text{к}} = m'_{\text{к}} \cdot F_{\Pi} = 186,25 \cdot 0,00625 = 1,16406;$$

$$m_{\text{ш.п}} = 0,25 \cdot m_{\text{ш}} = 0,25 \cdot 1,07813 = 0,26953;$$

$$m_{\text{ш.к}} = 0,75 \cdot m_{\text{ш}} = 0,75 \cdot 1,07813 = 0,80859$$

для поршня из алюминиевого сплава принято $m'_{\Pi} = 130,75 \text{ кг/м}^2$;

для стального кованого шатуна принято $m'_{\text{ш}} = 172,5 \text{ кг/м}^2$;

для стального кованого вала со сплошными шейками принято $m'_{\text{к}} = 186,25 \text{ кг/м}^2$.

СИЛЫ ИНЕРЦИИ

В соответствии с характером движения приведённых масс силы инерции, действующие в кривошипно-шатунном механизме, подразделяют на центробежные силы инерции вращающихся масс K_R и силы инерции поступательно движущихся масс P_j .

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2.$$

Для рядных двигателей:

$$K_R = K_{Rk} + K_{Rш} = -m_R \cdot R \cdot \omega^2 ;$$
$$K_R = -1,97266 \cdot 0,044 \cdot 592,7^2 = -30,4926 \text{ кН.}$$

Центробежная сила K_R является результирующей двух сил:

- силы инерции вращающихся масс шатуна:

$$K_{Rш} = -m_{ш.к} \cdot R \cdot \omega^2 = -0,80859 \cdot 0,044 \cdot 592,7^2 = -12,4989 \text{ кН;}$$

- силы инерции вращающихся масс кривошипа:

$$K_{Rk} = -m_k \cdot R \cdot \omega^2 = -1,16406 \cdot 0,044 \cdot 592,7^2 = -17,9936 \text{ кН;}$$

$$K_R = -12,4989 - 17,9936 = -30,4926 \text{ кН.}$$

СУММАРНЫЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ

Суммарные действующие в кривошипно-шатунном механизме силы (кН) определяют алгебраическим сложением сил возвратно-поступательно движущихся масс и сил давления газов: $P = P_r + P_j$.

При проведении динамических расчётов рационально пользоваться удельными силами, отнесёнными к единице площади поршня. Удельные суммарные силы (МПа) определяют путём сложения избыточного давления над поршнем ΔP_r (МПа) и удельных сил инерции p_j :

$$p = \Delta p_r + p_j.$$

Суммарная сила P направлена по оси цилиндра и приложена к оси поршневого пальца. Воздействие от силы P передаётся на стенки цилиндра перпендикулярно его оси и на шатун по направлению его оси.

Нормальная сила N , действующая перпендикулярно оси цилиндра и воспринимаемая стенками цилиндра, и удельная нормальная сила p_N :

$$N = P \cdot \operatorname{tg}\beta, p_N = p \cdot \operatorname{tg}\beta.$$

Если создаваемый момент относительно оси коленчатого вала действует противоположно направлению вращения вала двигателя, то нормальная сила N принимается положительной.

Направленная вдоль шатуна, сила S воздействует на него и затем передаётся кривошипу. Считается положительной, если сжимает шатун, и отрицательной, если его растягивает. Действующая удельная сила вдоль шатуна p_S :

$$S = P (1/\cos\beta), p_S = p (1/\cos\beta).$$

Среднее значение тангенциальной силы за цикл:

- по данным теплового расчёта:

$$T_{cp1} = \frac{2 \cdot 10^6}{\pi \cdot \tau} P_i(n_N) \cdot F_{\Pi} = \frac{2 \cdot 10^6}{3,1415 \cdot 4} 1,2878 \cdot 0,00625 = 1281 \text{ Н},$$

где τ – тактность двигателя, $P_i(n_N)$ – среднее индикаторное давление на номинальном режиме;

- по площади, заключённой между кривой p_T и осью абсцисс:

$$p_{T_{\text{ср}}} = \frac{(\sum F_1 - \sum F_2) \cdot M_p}{OB} = \frac{(3952,348463 - 2598,813703) \cdot 0,05}{360} = 0,188 \text{ МПа},$$

где F_1 – площадь над осью абсцисс; F_2 – площадь под осью абсцисс; M_p – масштабный коэффициент; OB – расстояние на оси абсцисс между значениями 0 и 720° .

$$T_{\text{ср}2} = p_{T_{\text{ср}}} \cdot F_{\text{п}} \cdot 10^6 = 0,188 \cdot 0,00625 \cdot 10^6 = 1175 \text{ Н}.$$

В результате проведённых расчётов возникает погрешность:

$$\Delta = \frac{|T_{\text{ср}1} - T_{\text{ср}2}|}{T_{\text{ср}1}} 100 \% = \frac{|1281 - 1175|}{1281} 100 \% = 8,276 \%.$$

КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ

По величине T определяют момент одного цилиндра:

$$M_{\text{кр.ц}} = T \cdot R \cdot 10^3.$$

Период изменения крутящего момента четырёхтактного двигателя с равными интервалами между вспышками:

$$\theta = \frac{720^\circ}{i} = \frac{720^\circ}{4} = 180^\circ,$$

где i – число цилиндров.

Значения крутящих моментов для всех четырёх цилиндров двигателя суммируются через каждые 10° угла поворота.

Результаты расчёта представлены в таблице (см. приложении 7). По полученным данным строится кривая $M_{кр}$ (см. приложении 9).

Средний крутящий момент двигателя:

- по данным теплового расчёта:

$$M_{кр.ср.1} = \frac{M_e(n_N)}{\eta_m(n_N)} = \frac{186,6}{0,8279} = 225,45 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $M_e(n_N)$ – эффективный крутящий момент на номинальном режиме, $\eta_m(n_N)$ – механический КПД на номинальном режиме.

$$\begin{aligned} M_{кр.ср.2} &= \frac{(\sum F_1 - \sum F_2) \cdot M_M}{OA} = \frac{(6262,669029 - 3449,460424) \cdot 6,66}{90} \\ &= 208,3858 \text{ Н} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

- величина ошибки:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \frac{|M_{кр.ср.1} - M_{кр.ср.2}|}{M_{кр.ср.1}} 100 \% = \frac{|225,45 - 208,3858|}{225,45} 100 \% = \\ &= 7,56781 \%; \end{aligned}$$

$$M_{кр.ср.2} = T_{ср2} \cdot R \cdot i = 1175 \cdot 0,044 \cdot 4 = 206,79 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\Delta_1 = \frac{|M_{кр.ср.1} - M_{кр.ср.3}|}{M_{кр.ср.1}} 100 \% = \frac{|225,45 - 206,79|}{225,45} 100 \% = 8,28 \%.$$

Результаты динамического расчёта представлены в таблице (см. приложение 10 и 11).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что показывает тепловой баланс двигателя?
2. Что называется средней теплоёмкостью рабочего тела?
3. Назовите основные составляющие теплового баланса бензинового ДВС.
4. Как протекает процесс сгорания?
5. Назовите отличительные особенности головки блока цилиндров двигателей FSI 2,8 и FSI 3,2.
6. Опишите общее устройство кривошипно-шатунного механизма двигателей FSI.
7. Как определить среднее индикаторное давление в цикле со смешанным подводом теплоты?
8. Кратко опишите основные рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.
9. Что такое коэффициент избытка воздуха?
10. Перечислите продукты сгорания топлива.
11. Как влияет состав топливно-воздушной смеси на скорость сгорания?
12. Назовите отличительные особенности системы смазки на двигателях FSI 2,8 и FSI 3,2 в сравнении с предыдущими моделями двигателей.
13. Методы повышения мощности двигателей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Материалы практикума позволят студентам в полной мере овладеть теоретическими знаниями о конструкции основных деталей, узлов и вспомогательных систем двигателя внутреннего сгорания. Описание принципа работы и конструктивного устройства того или иного элемента двигателя подкреплено качественным графическим материалом, способствующим лучшему усвоению новых знаний.

Описаны рабочие процессы, проходящие в рабочей полости двигателя внутреннего сгорания. Приведены примеры кинематического, динамического и теплового расчётов, что позволит читателям приобрести компетенции в области расчёта существующих и проектирования новых конструкций, узлов и агрегатов современных двигателей.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Основы конструкции и содержания автомобиля : учеб. пособие : в 3 ч. / Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2021 – ISBN 978-5-8149-3212-9. – Ч. 1 : История создания. Классификация и общая конструкция. Двигатель внутреннего сгорания / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, А.-Х. С. Тегжанов. – 2021. – 355 с. – ISBN 978-5-8149-3222-8.

2. Сафиуллин, Р. Н. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин : учеб. / Р. Н. Сафиуллин, М. А. Керимов, Д. Х. Валеев. – Санкт-Петербург : Лань, 2022. – 484 с. – ISBN 978-5-8114-3671-2. – URL: <https://e.lanbook.com/book/206231> (дата обращения: 12.09.2022).

3. Захаров, А. И. Двигатели внутреннего сгорания : учеб. пособие / А. И. Захаров, В. В. Медведев, Ю. А. Какушкин ; Том. гос. архитектурно-строит. ун-т. – Томск : Изд-во ТГАСУ, 2017. – 64 с. – ISBN 978-5-93057-778-5. – URL: <https://e.lanbook.com/book/139014> (дата обращения: 12.10.2022).

4. Макушев, Ю. П. Динамика двигателей внутреннего сгорания : учеб.-метод. пособие / Ю. П. Макушев ; Сиб. гос. автомобильно-дорожный ун-т. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2022. – 56 с. – URL: <https://e.lanbook.com/book/264266> (дата обращения: 12.10.2022).

5. Акулова, А. А. Основы конструкции автомобилей : учеб. пособие / А. А. Акулова ; Урал. федер. ун-т им. Б. Н. Ельцина. – Екатеринбург : Изд-во УрФУ, 2017. – 168 с. – ISBN 978-5-7996-2127-8. – URL: <https://e.lanbook.com/book/169896> (дата обращения: 12.10.2022).

6. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Высшая школа, 2003. – 495, [1] с. – ISBN 5-06-003828-9.

7. Тепловой расчёт и тепловой баланс дизельного двигателя без наддува и с турбонаддувом. Расчёт основных деталей двигателя : учеб. пособие / В. М. Мелисаров, М. А. Каменская, П. П. Беспалько, А. М. Каменский ; Тамбов. гос. техн. ун-т. – Тамбов : Изд-во ТГТУ, 2011. – 100 с. – ISBN 978-5-8265-1066-7.

8. Болштянский, А. П. Основы конструкции автомобиля : учеб. пособие для вузов / А. П. Болштянский, Ю. А. Зензин, В. Е. Щерба ; Ом. гос. техн. ун-т. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2004. – 311 с.

Приложение 1
СПРАВОЧНАЯ ТАБЛИЦА
ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПОРШНЯ

φ^0	Знак	Значения $(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{2}(1 - \cos 2\varphi)$ при λ								Знак	φ^0
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	+	360
10	+	0,0188	0,0190	0,0191	0,0193	0,0194	0,0196	0,0197	0,0199	+	350
20	+	0,0743	0,0749	0,0755	0,0761	0,0767	0,0773	0,0779	0,0784	+	340
30	+	0,1640	0,1653	0,1665	0,1678	0,1690	0,1703	0,1715	0,1728	+	330
40	+	0,2836	0,2857	0,2877	0,2898	0,2918	0,2939	0,2960	0,2980	+	320
50	+	0,4276	0,4306	0,4335	0,4364	0,4394	0,4423	0,4452	0,4482	+	310
60	+	0,5900	0,5938	0,5975	0,6013	0,6050	0,6088	0,6125	0,6163	+	300
70	+	0,7640	0,7684	0,7728	0,7772	0,7816	0,7860	0,7905	0,7949	+	290
80	+	0,9428	0,9476	0,9525	0,9573	0,9622	0,9670	0,9719	0,9767	+	280
90	+	1,1200	1,1250	1,1300	1,1355	1,1400	1,1450	1,1500	1,1550	+	270
100	+	1,2900	1,2948	1,2997	1,3045	1,3094	1,3142	1,3191	1,3239	+	260
110	+	1,4480	1,4524	1,4568	1,4612	1,4656	1,4700	1,4745	1,4789	+	250
120	+	1,5900	1,5938	1,5975	1,6013	1,6050	1,6088	1,6125	1,6163	+	240
130	+	1,7132	1,7162	1,7191	1,7220	1,7250	1,7279	1,7308	1,7338	+	230
140	+	1,8156	1,8177	1,8197	1,8218	1,8238	1,8259	1,8280	1,8300	+	220
150	+	1,8960	1,8973	1,8985	1,8998	1,9010	1,9023	1,9035	1,9048	+	210
160	+	1,9537	1,9543	1,9549	1,9555	1,9561	1,9567	1,9573	1,9578	+	200
170	+	1,9884	1,9886	1,9887	1,9889	1,9890	1,9892	1,9893	1,9895	+	190
180	+	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	2,0000	+	180

Приложение 2
СПРАВОЧНАЯ ТАБЛИЦА
ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ПОРШНЯ

φ^0	Знак	Значения $(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi)$ при λ								Знак	φ^0
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	–	360
10	+	0,2146	0,2146	0,2181	0,2181	0,2215	0,2332	0,2249	0,2266	–	350
20	+	0,4191	0,4224	0,4256	0,4256	0,4320	0,4352	0,4384	0,4416	–	340
30	+	0,6039	0,6083	0,6126	0,6169	0,6212	0,6256	0,6299	0,6342	–	330
40	+	0,7610	0,7659	0,7708	0,7757	0,7807	0,7856	0,7905	0,7954	–	320
50	+	0,8842	0,8891	0,8940	0,8989	0,9039	0,9088	0,9137	0,9186	–	310
60	+	0,9699	0,9743	0,9786	0,9829	0,9872	0,9916	0,9959	1,0002	–	300
70	+	1,0168	1,0201	1,0233	1,0265	1,0297	1,0329	1,0361	1,0393	–	290
80	+	1,0258	1,0276	1,0293	1,0310	1,0327	1,0344	1,0361	1,0378	–	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	–	270
100	+	0,9438	0,9420	0,9403	0,9386	0,9369	0,9352	0,9335	0,9318	–	260
110	+	0,8626	0,8593	0,8561	0,8529	0,8497	0,8465	0,8433	0,8401	–	250
120	+	0,7621	0,7577	0,7534	0,7491	0,7448	0,7404	0,7361	0,7318	–	240
130	+	0,6478	0,6429	0,6380	0,6331	0,6281	0,6232	0,6183	0,6134	–	230
140	+	0,5246	0,5197	0,5148	0,5099	0,5049	0,5000	0,4951	0,4902	–	220
150	+	0,3961	0,3917	0,3874	0,3831	0,3788	0,3744	0,3701	0,3658	–	210
160	+	0,2649	0,2616	0,2584	0,2552	0,2520	0,2488	0,2456	0,2424	–	200
170	+	0,1326	0,1308	0,1291	0,1274	0,1257	0,1240	0,1223	0,1206	–	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	–	180

Приложение 3
СПРАВОЧНАЯ ТАБЛИЦА
ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСКОРЕНИЯ ПОРШНЯ

φ°	Знак	Значения (cosφ + λ cos 2φ) при λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,2400	1,2500	1,2600	1,2700	1,2800	1,2900	1,3000	1,3100	+	360
10	+	1,2103	1,2197	1,2291	1,2385	1,2479	1,2573	1,2667	1,2761	+	350
20	+	1,1235	1,1312	1,1389	1,1465	1,1542	1,1618	1,1695	1,1772	+	340
30	+	0,9860	0,9910	0,9960	0,0010	1,0060	1,0110	1,0160	1,0210	+	330
40	+	0,8077	0,8094	0,8111	0,8129	0,8146	0,8163	0,8181	0,8198	+	320
50	+	0,6011	0,5994	0,5977	0,5959	0,5942	0,5925	0,5907	0,5890	+	310
60	+	0,3800	0,3750	0,3700	0,3650	0,3600	0,3550	0,3500	0,3450	+	300
70	+	0,1585	0,1505	0,1428	0,1352	0,1275	0,1199	0,1122	0,1045	+	290
80	-	0,0519	0,0613	0,0707	0,0801	0,0895	0,0989	0,1083	0,1177	-	280
90	-	0,2400	0,2500	0,2600	0,2700	0,2800	0,2900	0,3000	0,3100	-	270
100	-	0,3991	0,4085	0,4179	0,4273	0,4367	0,4461	0,4555	0,4649	-	260
110	-	0,5258	0,5335	0,5412	0,5488	0,5565	0,5641	0,5718	0,5795	-	250
120	-	0,6200	0,6250	0,6300	0,6350	0,5400	0,6450	0,6500	0,6550	-	240
130	-	0,6845	0,6862	0,6879	0,6897	0,6914	0,6931	0,6949	0,6966	-	230
140	-	0,7243	0,7226	0,7209	0,7191	0,7174	0,7157	0,7139	0,7122	-	220
150	-	0,7460	0,7410	0,7360	0,7310	0,7260	0,7210	0,7160	0,7110	-	210
160	-	0,7559	0,7482	0,7405	0,7329	0,7252	0,7176	0,7099	0,7022	-	200
170	-	0,7593	0,7499	0,7405	0,7311	0,7217	0,7123	0,7029	0,6935	-	190
180	-	0,7600	0,7500	0,7400	0,7300	0,7200	0,7100	0,7000	0,6900	-	180

Приложение 4
ЗНАЧЕНИЕ ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКОЙ ФУНКЦИИ $\operatorname{tg}\beta$

φ°	Знак	Значения $\operatorname{tg}\beta$ при λ								Знак	φ°
		<i>0,24</i>	<i>0,25</i>	<i>0,26</i>	<i>0,27</i>	<i>0,28</i>	<i>0,29</i>	<i>0,30</i>	<i>0,31</i>		
0	+	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	–	360
10	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	–	350
20	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	–	340
30	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	–	330
40	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	–	320
50	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	–	310
60	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	–	300
70	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	–	290
80	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	–	280
90	+	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	–	270
100	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	–	260
110	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	–	250
120	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	–	240
130	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	–	230
140	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	–	220
150	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	–	210
160	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	–	200
170	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	–	190
180	+	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	–	180

Приложение 5
ЗНАЧЕНИЕ ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКОЙ ФУНКЦИИ $1/\cos\beta$

φ°	Знак	Значения $1/\cos\beta$ при λ								Знак	φ°
		<i>0,24</i>	<i>0,25</i>	<i>0,26</i>	<i>0,27</i>	<i>0,28</i>	<i>0,29</i>	<i>0,30</i>	<i>0,31</i>		
0	+	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	+	360
10	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	350
20	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	340
30	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	330
40	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	320
50	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	310
60	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	300
70	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	290
80	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	280
90	+	1,030	1,032	1,035	1,038	1,041	1,044	1,047	1,050	+	270
100	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	260
110	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	250
120	+	1,022	1,024	0,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	240
130	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	230
140	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	220
150	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	210
160	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	200
170	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	190
180	+	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	+	180

Приложение 6
ЗНАЧЕНИЕ ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКОЙ ФУНКЦИИ $\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$

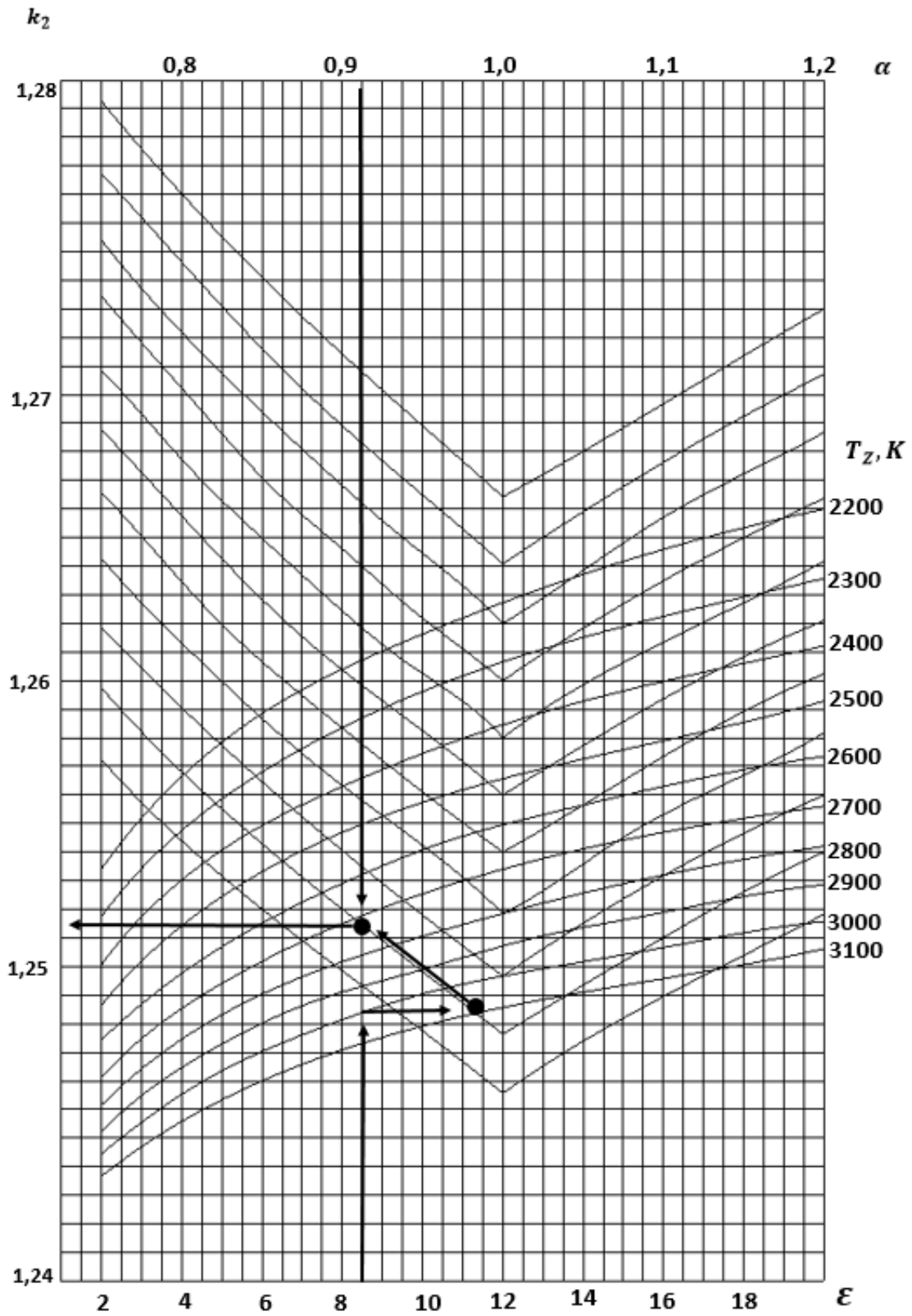
φ°	Знак	Значения $\cos(\varphi + \beta) / \cos\beta$ при λ								Знак	φ°
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	+	360
10	+	0,978	0,977	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	+	350
20	+	0,912	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,903	+	340
30	+	0,806	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	0,788	+	330
40	+	0,666	0,662	0,657	0,653	0,649	0,645	0,640	0,636	+	320
50	+	0,500	0,494	0,488	0,482	0,476	0,469	0,463	0,457	+	310
60	+	0,317	0,309	0,301	0,293	0,285	0,277	0,269	0,261	+	300
70	+	0,126	0,117	0,107	0,098	0,088	0,078	0,069	0,059	+	290
80	-	0,064	0,075	0,085	0,095	0,106	0,117	0,127	0,138	-	280
90	-	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	-	270
100	-	0,411	0,422	0,432	0,443	0,453	0,464	0,475	0,485	-	260
110	-	0,558	0,568	0,577	0,586	0,596	0,606	0,615	0,625	-	250
120	-	0,683	0,691	0,699	0,707	0,715	0,723	0,731	0,739	-	240
130	-	0,785	0,792	0,798	0,804	0,810	0,816	0,822	0,829	-	230
140	-	0,866	0,870	0,875	0,879	0,883	0,887	0,892	0,896	-	220
150	-	0,926	0,929	0,931	0,934	0,937	0,939	0,942	0,944	-	210
160	-	0,968	0,969	0,970	0,971	0,973	0,974	0,975	0,976	-	200
170	-	0,992	0,992	0,993	0,993	0,993	0,994	0,994	0,994	-	190
180	-	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	-	180

Приложение 7

СРЕДНЯЯ МОЛЬНАЯ ТЕПЛОЁМКОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

T ⁰ C	Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α											
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
0	21,683	21,786	21,880	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,140	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,650	22,584	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,200	23,115	23,063	22,964	22,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,450	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,360	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,150	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,440	24,586	24,475	24,373	24,280	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,700	24,610	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,280	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,500	25,680	25,847	25,720	25,604	25,498	25,400	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,870	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,672
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,590	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,940	26,800	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,080	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,180	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,240	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,330	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	29,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,863	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,870	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,910	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,862
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,270	29,478	29,306	29,148	29,004	28,870	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,570	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,950	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,470	29,743	29,994	30,226	30,440	30,257	30,090	29,936	29,794	29,663

Приложение 8
НОМОГРАММА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СРЕДНЕГО ПОКАЗАТЕЛЯ
АДИАБАТЫ РАСШИРЕНИЯ



Приложение 9
РЕЗУЛЬТАТЫ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЁТА

φ°	$(1 - \cos \varphi) + \frac{0,28}{4}(1 - \cos 2\varphi)$	$S_x, \text{ мм}$	$(\sin \varphi) + \frac{0,28}{2}(\sin 2\varphi)$	$v_n, \text{ м/с}$	$(\cos \varphi) + 0,28(\cos 2\varphi)$	$j, \text{ м/с}^2$
0	0,0	0,0	0,0	0,0	1,28	19785,76
10	0,0194	0,85421	0,2215	5,7774	1,2479	19289,91
20	0,0767	3,37411	0,432	11,2666	1,1542	17840,96
30	0,169	7,43488	0,6212	16,2017	1,006	15550,76
40	0,2918	12,83921	0,7807	20,3592	0,8147	12592,80
50	0,4394	19,33218	0,9039	23,5736	0,5942	9184,40
60	0,605	26,62	0,9873	25,7474	0,36	5564,75
70	0,7816	34,39053	1,0297	26,8535	0,1275	1971,28
80	0,9621	42,33373	1,0327	26,932	-0,0895	-1382,93
90	1,14	50,16	1,0	26,0794	-0,28	-4328,14
100	1,3094	57,61477	0,9369	24,4344	-0,4368	-6751,31
110	1,4656	64,4883	0,8497	22,1597	-0,5565	-8602,36
120	1,605	70,62	0,7448	19,4235	-0,64	-9892,88
130	1,7249	75,89749	0,6282	16,3823	-0,6914	-10687,54
140	1,8239	80,25112	0,5049	13,1679	-0,7174	-11089,66
150	1,901	83,64512	0,3788	9,8777	-0,726	-11222,63
160	1,9561	86,06706	0,252	6,5728	-0,7252	-11209,87

φ°	$(1 - \cos \varphi) + \frac{0,28}{4}(1 - \cos 2\varphi)$	$S_x, \text{ мм}$	$(\sin \varphi) + \frac{0,28}{2}(\sin 2\varphi)$	$v_n, \text{ м/с}$	$(\cos \varphi) + 0,28(\cos 2\varphi)$	$j, \text{ м/с}^2$
170	1,989	87,51729	0,1258	3,2799	-0,7217	-11155,67
180	2,0	88,0	0,0	0,0	-0,72	-11129,49
190	1,989	87,51729	0,1258	3,2799	-0,7217	-11155,67
200	1,9561	86,06706	0,252	6,5728	-0,7252	-11209,87
210	1,901	83,64512	0,3788	9,8777	-0,726	-11222,63
220	1,8239	80,25112	0,5049	13,1679	-0,7174	-11089,66
230	1,7249	75,89749	0,6282	16,3823	-0,6914	-10687,54
240	1,605	70,62	0,7448	19,4235	-0,64	-9892,88
250	1,4656	64,4883	0,8497	22,1597	-0,5565	-8602,36
260	1,3094	57,61477	0,9369	24,4344	-0,4368	-6751,31
270	1,14	50,16	1,0	26,0794	-0,28	-4328,14
280	0,9621	42,33373	1,0327	26,932	-0,0895	-1382,93
290	0,7816	34,39053	1,0297	26,8535	0,1275	1971,28
300	0,605	26,62	0,9873	25,7474	0,36	5564,75
310	0,4394	19,33218	0,9039	23,5736	0,5942	9184,40
320	0,2918	12,83921	0,7807	20,3592	0,8147	12592,80
330	0,169	7,43488	0,6212	16,2017	1,006	15550,76
340	0,0767	3,37411	0,432	11,2666	1,1542	17840,96
350	0,0194	0,85421	0,2215	5,7774	1,2479	19289,91
360	0,0	0,0	0,0	0,0	1,28	19785,76

Приложение 10
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА СУММАРНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Цилиндры								φ°	$\Sigma M_{кр.ц}$ Н·м
Первый		Второй		Третий		Четвертый			
φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$ Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$ Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$ Н·м	φ° кривошипа	$M_{кр.ц}$ Н·м		
0	0	180	0	360	0	540	0	0	0
10	-203,917	190	-66,733	370	234,954	550	-73,670	10	-109,37
20	-369,334	200	-134,358	380	314,547	560	-147,773	20	-336,92
30	-465,066	210	-202,315	390	242,188	570	-221,341	30	-646,53
40	-474,093	220	-266,921	400	150,208	580	-290,318	40	-881,12
50	-401,614	230	-321,433	410	121,180	590	-347,657	50	-949,52
60	-267,505	240	-354,548	120	162,304	600	-381,577	60	-841,33
70	-101,531	250	-354,991	130	245,864	610	-380,262	70	-590,92
80	64,109	260	-313,468	440	342,284	620	-333,613	80	-240,69
90	202,827	270	-225,631	450	425,747	630	-236,207	90	166,74
100	298,297	280	-98,145	460	477,148	640	-93,897	100	583,40
100	344,900	290	52,188	470	487,712	650	76,597	110	961,40
120	347,931	300	198,475	480	460,843	660	248,102	120	1255,35
130	317,323	310	309,378	490	400,029	670	387,750	130	1414,48
140	264,645	320	353,720	500	321,855	680	465,132	140	1405,35
150	201,282	330	318,855	510	237,870	690	459,936	150	1217,94
160	134,034	340	219,399	520	154,614	700	367,341	160	875,39
170	66,691	350	97,811	530	75,258	710	203,234	170	442,99
180	0,0	360	0,0	540	0,0	720	0,0	180	0,0

Приложение 11
РЕЗУЛЬТАТЫ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЁТА

φ°	Δp_r , МПа	j , м/с ²	p_j , МПа	p , МПа	$\text{tg}\beta$	p_N , МПа	$1/\cos\beta$	p_s , МПа	$\cos(\varphi + \beta)/\cos\beta$	p_K , МПа	$\sin(\varphi + \beta)/\cos\beta$	p_t , МПа	T , кН	$M_{\text{кр.ц.}}$, Н·м
0	0,01	19785,76	-3,440	-3,430	0,0	0,0	1,0	-3,430	1,0	-3,430	0,0	0,0	0,0	0,0
10	-0,001	19289,91	-3,354	-3,355	0,049	-0,164	1,001	-3,359	0,976	-3,275	0,221	-0,742	-4,634	-203,917
20	-0,007	17840,96	-3,102	-3,109	0,096	-0,298	1,005	-3,124	0,907	-2,820	0,432	-1,343	-8,394	-369,334
30	-0,015	15550,76	-2,704	-2,719	0,141	-0,383	1,010	-2,746	0,795	-2,162	0,622	-1,691	-10,570	-465,066
40	-0,015	12592,80	-2,190	-2,205	0,182	-0,401	1,016	-2,240	0,649	-1,431	0,782	-1,724	-10,775	-474,093
50	-0,015	9184,40	-1,597	-1,612	0,218	-0,351	1,024	-1,651	0,476	-0,767	0,906	-1,460	-9,128	-401,614
60	-0,015	5564,75	-0,968	-0,983	0,248	-0,244	1,030	-1,012	0,285	-0,280	0,990	-0,973	-6,080	-267,505
70	-0,015	1971,28	-0,343	-0,358	0,270	-0,097	1,036	-0,371	0,088	-0,031	1,032	-0,369	-2,308	-101,531
80	-0,015	-1382,93	0,240	0,225	0,284	0,064	1,040	0,234	-0,106	-0,024	1,034	0,233	1,457	64,109
90	-0,015	-4328,14	0,753	0,738	0,289	0,213	1,041	0,768	-0,289	-0,213	1,0	0,738	4,610	202,827
100	-0,015	-6751,31	1,174	1,159	0,284	0,329	1,040	1,205	-0,453	-0,525	0,936	1,085	6,779	298,297
110	-0,015	-8602,36	1,496	1,481	0,270	0,400	1,036	1,534	-0,596	-0,883	0,847	1,254	7,839	344,900
120	-0,015	-9892,88	1,720	1,705	0,248	0,423	1,030	1,756	-0,715	-1,219	0,742	1,265	7,908	347,931
130	-0,015	-10687,54	1,858	1,843	0,218	0,402	1,024	1,888	-0,810	-1,493	0,626	1,154	7,212	317,323
140	-0,015	-11089,66	1,928	1,913	0,182	0,348	1,016	1,944	-0,883	-1,689	0,503	0,962	6,015	264,645
150	-0,015	-11222,63	1,951	1,936	0,141	0,273	1,010	1,956	-0,937	-1,814	0,378	0,732	4,575	201,282
160	-0,015	-11209,87	1,949	1,934	0,096	0,186	1,005	1,944	-0,973	-1,882	0,252	0,487	3,046	134,034
170	-0,015	-11155,67	1,940	1,925	0,049	0,094	1,001	1,927	-0,993	-1,911	0,126	0,243	1,516	66,691
180	-0,015	-11129,49	1,935	1,920	0,0	0,0	1,0	1,920	-1,0	-1,920	0,0	0,0	0,0	0,0
190	-0,014	-11155,67	1,940	1,926	-0,049	-0,094	1,001	1,928	-0,993	-1,912	-0,126	-0,243	-1,517	-66,733

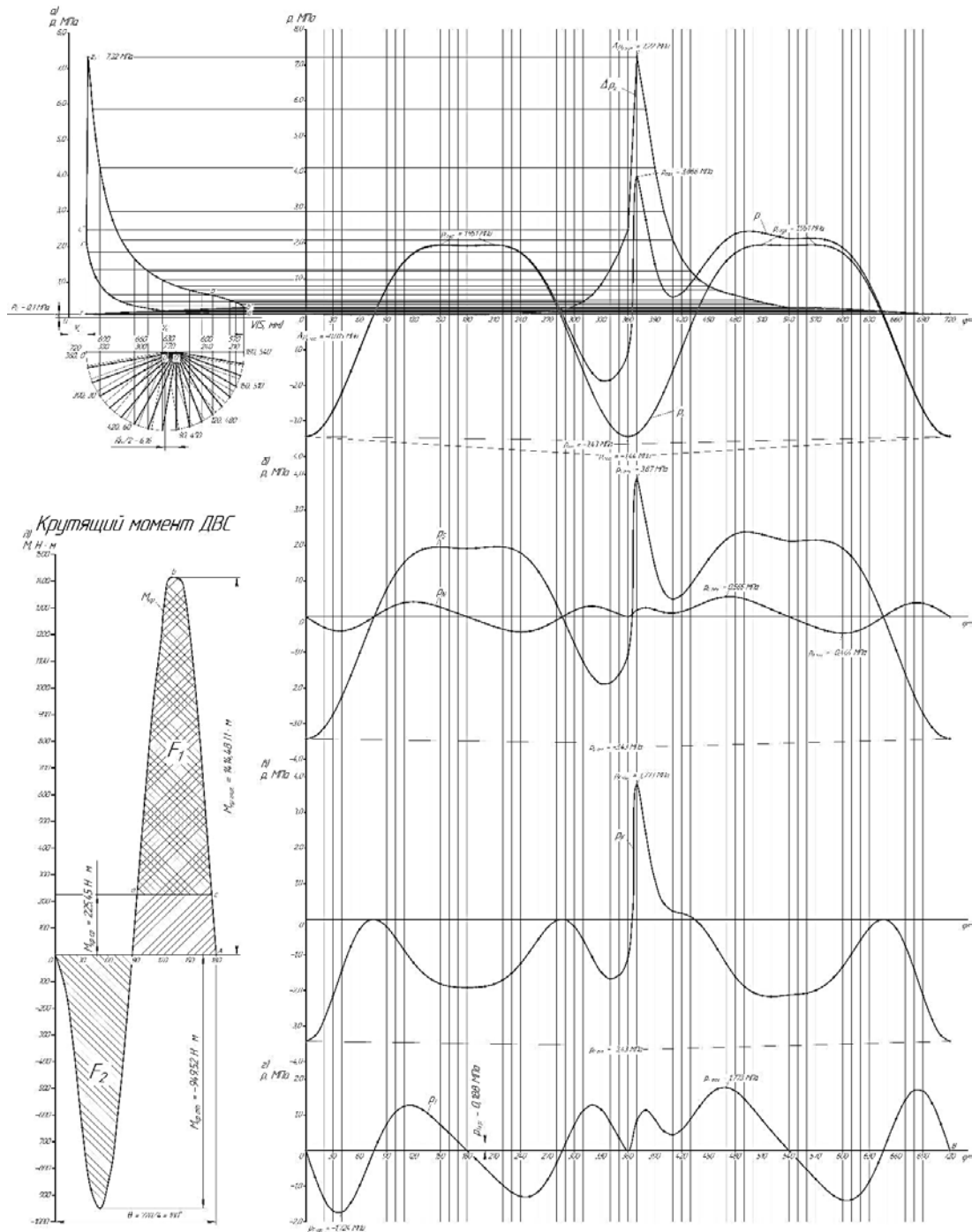
φ°	Δp_r , МПа	j , м/с ²	p_j , МПа	p , МПа	$\operatorname{tg}\beta$	p_N , МПа	$1/\cos\beta$	p_s , МПа	$\cos(\varphi +$ $+ \beta)/\cos\beta$	p_K , МПа	$\sin(\varphi +$ $+ \beta)/\cos\beta$	p_r , МПа	T , кН	$M_{\text{кр.ц.}}$, Н·м
200	-0,010	-11209,87	1,949	1,939	-0,096	-0,186	1,005	1,948	-0,973	-1,886	-0,252	-0,489	-3,054	-134,358
210	-0,005	-11222,63	1,951	1,946	-0,141	-0,274	1,010	1,966	-0,937	-1,824	-0,378	-0,736	-4,598	-202,315
220	0,001	-11089,66	1,928	1,930	-0,182	-0,351	1,016	1,961	-0,883	-1,704	-0,503	-0,971	-6,066	-266,921
230	0,009	-10687,54	1,858	1,867	-0,218	-0,407	1,024	1,912	-0,810	-1,512	-0,626	-1,169	-7,305	-321,433
240	0,017	-9892,88	1,720	1,738	-0,248	-0,431	1,030	1,790	-0,715	-1,242	-0,742	-1,289	-8,058	-354,548
250	0,028	-8602,36	1,496	1,524	-0,270	-0,411	1,036	1,579	-0,596	-0,908	-0,847	-1,291	-8,068	-354,991
260	0,044	-6751,31	1,174	1,218	-0,284	-0,346	1,040	1,267	-0,453	-0,552	-0,936	-1,140	-7,124	-313,468
270	0,068	-4328,14	0,753	0,820	-0,289	-0,237	1,041	0,854	-0,289	-0,237	-1,0	-0,820	-5,128	-225,631
280	0,105	-1382,93	0,240	0,345	-0,284	-0,098	1,040	0,359	-0,106	-0,037	-1,034	-0,357	-2,231	-98,145
290	0,159	1971,28	-0,343	-0,184	-0,270	0,050	1,036	-0,191	0,088	-0,016	-1,032	0,190	1,186	52,188
300	0,239	5564,75	-0,968	-0,729	-0,248	0,181	1,030	-0,751	0,285	-0,208	-0,990	0,722	4,511	198,475
310	0,355	9184,40	-1,597	-1,242	-0,218	0,271	1,024	-1,272	0,476	-0,591	-0,906	1,125	7,031	309,378
320	0,545	12592,80	-2,190	-1,645	-0,182	0,299	1,016	-1,671	0,649	-1,067	-0,782	1,286	8,039	353,720
330	0,840	15550,76	-2,704	-1,864	-0,141	0,263	1,010	-1,883	0,795	-1,482	-0,622	1,159	7,247	318,855
340	1,255	17840,96	-3,102	-1,847	-0,096	0,177	1,005	-1,856	0,907	-1,675	-0,432	0,798	4,986	219,399
350	1,745	19289,91	-3,354	-1,609	-0,049	0,079	1,001	-1,611	0,976	-1,571	-0,221	0,356	2,223	97,811
360	2,376	19785,76	-3,440	-1,064	0,0	0,0	1,0	-1,064	1,0	-1,064	0,0	0,0	0,0	0,0
370	7,220	19289,91	-3,354	3,866	0,049	0,189	1,001	3,870	0,976	3,773	0,221	0,854	5,340	234,954
380	5,750	17840,96	-3,102	2,648	0,096	0,254	1,005	2,661	0,907	2,401	0,432	1,144	7,149	314,547
390	4,120	15550,76	-2,704	1,416	0,141	0,200	1,010	1,430	0,795	1,126	0,622	0,881	5,504	242,188
400	2,888	12592,80	-2,190	0,698	0,182	0,127	1,016	0,710	0,649	0,453	0,782	0,546	3,414	150,208
410	2,083	9184,40	-1,597	0,486	0,218	0,106	1,024	0,498	0,476	0,232	0,906	0,441	2,754	121,180

φ°	Δp_r , МПа	j , м/с ²	p_j , МПа	p , МПа	$\operatorname{tg}\beta$	p_N , МПа	$1/\cos\beta$	p_s , МПа	$\cos(\varphi +$ $+ \beta)/\cos\beta$	p_K , МПа	$\sin(\varphi +$ $+ \beta)/\cos\beta$	p_r , МПа	T , кН	$M_{\text{кр.ц.}}$, Н·м
420	1,564	5564,75	-0,968	0,596	0,248	0,148	1,030	0,614	0,285	0,170	0,990	0,590	3,689	162,304
430	1,209	1971,28	-0,343	0,866	0,270	0,234	1,036	0,898	0,088	0,076	1,032	0,894	5,588	245,864
440	0,963	-1382,93	0,240	1,204	0,284	0,342	1,040	1,252	-0,106	-0,128	1,034	1,245	7,779	342,284
450	0,796	-4328,14	0,753	1,548	0,289	0,447	1,041	1,612	-0,289	-0,447	1,0	1,548	9,676	425,747
460	0,680	-6751,31	1,174	1,854	0,284	0,526	1,040	1,928	-0,453	-0,840	0,936	1,735	10,844	477,148
470	0,598	-8602,36	1,496	2,094	0,270	0,565	1,036	2,169	-0,596	-1,248	0,847	1,773	11,084	487,712
480	0,538	-9892,88	1,720	2,258	0,248	0,560	1,030	2,326	-0,715	-1,615	0,742	1,676	10,474	460,843
490	0,465	-10687,54	1,858	2,324	0,218	0,507	1,024	2,379	-0,810	-1,882	0,626	1,455	9,092	400,029
500	0,399	-11089,66	1,928	2,327	0,182	0,423	1,016	2,364	-0,883	-2,055	0,503	1,170	7,315	321,855
510	0,337	-11222,63	1,951	2,288	0,141	0,323	1,010	2,311	-0,937	-2,144	0,378	0,865	5,406	237,870
520	0,282	-11209,87	1,949	2,231	0,096	0,214	1,005	2,242	-0,973	-2,171	0,252	0,562	3,514	154,614
530	0,232	-11155,67	1,940	2,172	0,049	0,106	1,001	2,174	-0,993	-2,157	0,126	0,274	1,710	75,258
540	0,188	-11129,49	1,935	2,123	0,0	0,0	1,0	2,123	-1,0	-2,123	0,0	0,0	0,0	0,0
550	0,186	-11155,67	1,940	2,126	-0,049	-0,104	1,001	2,128	-0,993	-2,111	-0,126	-0,268	-1,674	-73,670
560	0,183	-11209,87	1,949	2,132	-0,096	-0,205	1,005	2,143	-0,973	-2,075	-0,252	-0,537	-3,358	-147,773
570	0,178	-11222,63	1,951	2,129	-0,141	-0,300	1,010	2,151	-0,937	-1,995	-0,378	-0,805	-5,030	-221,341
580	0,171	-11089,66	1,928	2,099	-0,182	-0,382	1,016	2,132	-0,883	-1,853	-0,503	-1,056	-6,598	-290,318
590	0,161	-10687,54	1,858	2,020	-0,218	-0,440	1,024	2,068	-0,810	-1,636	-0,626	-1,264	-7,901	-347,657
600	0,150	-9892,88	1,720	1,870	-0,248	-0,464	1,030	1,926	-0,715	-1,337	-0,742	-1,388	-8,672	-381,577
610	0,137	-8602,36	1,496	1,633	-0,270	-0,441	1,036	1,691	-0,596	-0,973	-0,847	-1,383	-8,642	-380,262
620	0,122	-6751,31	1,174	1,296	-0,284	-0,368	1,040	1,348	-0,453	-0,587	-0,936	-1,213	-7,582	-333,613
630	0,106	-4328,14	0,753	0,859	-0,289	-0,248	1,041	0,894	-0,289	-0,248	-1,0	-0,859	-5,368	-236,207

φ°	Δp_r , МПа	j , м/с ²	p_j , МПа	p , МПа	$\text{tg}\beta$	p_N , МПа	$1/\cos\beta$	p_s , МПа	$\cos(\varphi +$ $+ \beta)/\cos\beta$	p_k , МПа	$\sin(\varphi +$ $+ \beta)/\cos\beta$	p_r , МПа	T , кН	$M_{\text{кр.ц.}}$, Н·м
640	0,090	-1382,93	0,240	0,330	-0,284	-0,094	1,040	0,343	-0,106	-0,035	-1,034	-0,341	-2,134	-93,897
650	0,073	1971,28	-0,343	-0,270	-0,270	0,073	1,036	-0,280	0,088	-0,024	-1,032	0,279	1,741	76,597
660	0,056	5564,75	-0,968	-0,911	-0,248	0,226	1,030	-0,939	0,285	-0,260	-0,990	0,902	5,639	248,102
670	0,041	9184,40	-1,597	-1,556	-0,218	0,339	1,024	-1,594	0,476	-0,741	-0,906	1,410	8,813	387,750
680	0,027	12592,80	-2,190	-2,163	-0,182	0,394	1,016	-2,198	0,649	-1,404	-0,782	1,691	10,571	465,132
690	0,015	15550,76	-2,704	-2,689	-0,141	0,379	1,010	-2,716	0,795	-2,138	-0,622	1,672	10,453	459,936
700	0,01	17840,96	-3,102	-3,092	-0,096	0,297	1,005	-3,108	0,907	-2,805	-0,432	1,336	8,349	367,341
710	0,01	19289,91	-3,354	-3,344	-0,049	0,164	1,001	-3,347	0,976	-3,264	-0,221	0,739	4,619	203,234
720	0,01	19785,76	-3,440	-3,430	0,0	0,0	1,0	-3,430	1,0	-3,430	0,0	0,0	0,0	0,0

Приложение 12

ИЛЛЮСТРАЦИЯ ПОСТРОЕНИЯ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ



- a* – развёртка индикаторной диаграммы и построение кривых удельных сил p_j и p ;
б – построение кривых удельных сил p_s и p_N ;
в – построение кривых удельных сил p_K ;
г – построение кривых удельных сил p_T ;
д – построение изменение крутящего момента

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДВИГАТЕЛЯХ ЛИНЕЙКИ FSI	4
Технические характеристики	8
Блок цилиндров	10
Система вентиляции картера	14
Головка блока цилиндров.....	16
Система управления клапанами Audi valvelift system (AVS)	18
Исполнительный элемент системы регулировки фаз газораспределения.....	21
Механизм смещения кулачков.....	22
Форма профиля кулачков	24
Роликовый рычаг	25
Цепной привод газораспределительного механизма	26
Триовальные звёздочки	27
Привод навесных агрегатов	29
Система смазки.....	29
Масляный насос.....	31
Точки перехода на ступень высокого давления.....	34
Клапан регулировки давления масла N428	34
Датчик пониженного давления масла F378.....	35
Датчик давления масла F22.....	36
Индикатор уровня смазки.....	36
Система охлаждения двигателя	38
Термостат	40
Инерционная циркуляция охлаждающей жидкости	42
Система воздушного питания	42
Модуль дроссельной заслонки J338	43

Впускной коллектор с изменяемой геометрией.....	45
Датчик положения заслонок впускного коллектора G513	46
Вакуумная система.....	48
Система подачи топлива.....	49
Система выпуска отработавших газов.....	51
Блок управления двигателем	52
Техническое обслуживание двигателя.....	55
РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ	
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	56
Процесс впуска и газообмена	56
Процесс сжатия.....	57
Процесс сгорания	59
Коэффициент избытка воздуха	62
Продукты сгорания	63
Состав смеси и её сгорание	65
Влияние состава смеси на индикаторные показатели двигателя.....	66
Процесс расширения.....	67
Процесс выпуска	68
ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ	
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	69
Методы повышения мощности двигателей.....	69
Определение среднего индикаторного давления в цикле	
со смешанным подводом теплоты.....	71
Среднее индикаторное давление цикла с изохорным подводом	
теплоты	73
Индикаторный коэффициент полезного действия и удельный	
индикаторный расход топлива.....	73
Эффективные показатели двигателя	76

Эффективный удельный расход топлива и коэффициент полезного действия.....	79
КИНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА	80
Определение основных конструктивных параметров кривошипно-шатунного механизма	80
Кинематическая схема кривошипно-шатунного механизма	82
Перемещение поршня	85
Скорость поршня.....	87
Ускорение поршня	90
ДИНАМИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА	92
Силы давления газов.....	92
Сила давления на поршень.....	93
Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма	94
Силы инерции	96
Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме	98
ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЁТА ДВИГАТЕЛЯ.....	103
ПРИМЕР КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЁТА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	135
Скорость поршня.....	136
Ускорение поршня	137
ПРИМЕР ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЁТА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	139
Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма	139
Силы инерции	140
Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме	140
Крутящий момент.....	142
Контрольные вопросы.....	144

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА	145
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	145
Приложение 1. СПРАВОЧНАЯ ТАБЛИЦА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПОРШНЯ.....	147
Приложение 2. СПРАВОЧНАЯ ТАБЛИЦА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ ПОРШНЯ	148
Приложение 3. СПРАВОЧНАЯ ТАБЛИЦА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСКОРЕНИЯ ПОРШНЯ.....	149
Приложение 4. ЗНАЧЕНИЕ ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКОЙ ФУНКЦИИ $\operatorname{tg}\beta$	150
Приложение 5. ЗНАЧЕНИЕ ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКОЙ ФУНКЦИИ $1/\cos\beta$	151
Приложение 6. ЗНАЧЕНИЕ ТРИГОНОМЕТРИЧЕСКОЙ ФУНКЦИИ $\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$	152
Приложение 7. СРЕДНЯЯ МОЛЬНАЯ ТЕПЛОЁМКОСТЬ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ.....	153
Приложение 8. НОМОГРАММА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СРЕДНЕГО ПОКАЗАТЕЛЯ АДИАБАТЫ РАСШИРЕНИЯ	154
Приложение 9. РЕЗУЛЬТАТЫ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЁТА	155
Приложение 10. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА СУММАРНОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА	157
Приложение 11. РЕЗУЛЬТАТЫ ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЁТА	158
Приложение 12. ИЛЛЮСТРАЦИЯ ПОСТРОЕНИЯ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ	162

Учебное издание

Щерба Виктор Евгеньевич
Лысенко Евгений Алексеевич
Сокирко Ксения Николаевна
Дорофеев Егор Алексеевич

**КОНСТРУКЦИЯ, РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ
И ОСНОВЫ РАСЧЁТА ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Практикум

Редактор *Е. Н. Завьялова*
Компьютерная вёрстка *Ю. П. Шелехиной*

Для дизайна обложки использованы материалы
из открытых интернет-источников

Сводный темплан 2022 г.
Подписано в печать 01.12.22. Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.
Отпечатано на дупликаторе. Усл. печ. л. 10,50. Уч.-изд. л. 10,50.
Тираж 300 экз. (1-й з-д 1–50). Заказ 417.

Издательство ОмГТУ. 644050, г. Омск, пр. Мира, 11; т. 23-02-12.
Типография ОмГТУ.