



**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ**

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ(21)(22) Заявка: **2011125960/06, 01.05.2009**(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
01.05.2009

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: **01.05.2009**(45) Опубликовано: **20.05.2013** Бюл. № 14(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: **JP 2004218522 A, 05.08.2004. JP 2005147103 A, 09.06.2005. JP 2007009925 A, 18.01.2007. WO 2009007835 A2, 15.01.2009. EP 1854981 A1, 14.11.2007. RU 2312998 C2, 20.12.2007. RU 2105893 C1, 27.02.1998.**(85) Дата начала рассмотрения заявки РСТ на национальной фазе: **01.12.2011**(86) Заявка РСТ:
JP 2009/058869 (01.05.2009)(87) Публикация заявки РСТ:
WO 2010/125696 (04.11.2010)

Адрес для переписки:

**129090, Москва, ул. Б. Спасская, 25, стр.3,
ООО "Юридическая фирма Городисский и
Партнеры"**

(72) Автор(ы):

ОКАДА Есихиро (JP)

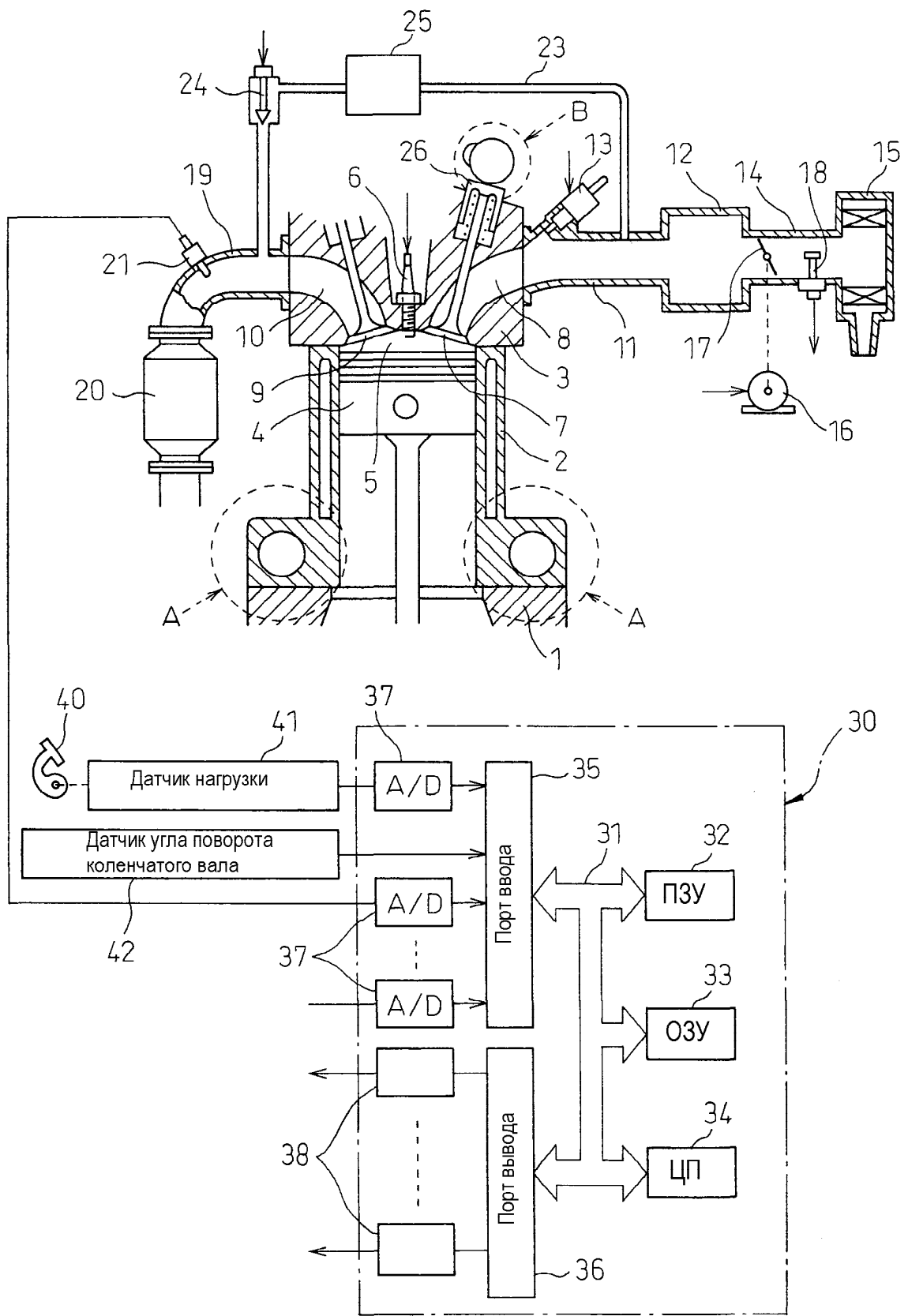
(73) Патентообладатель(и):

**ТОЙОТА ДЗИДОСЯ КАБУСИКИ
КАЙСЯ (JP)****(54) ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ**

(57) Реферат:

Изобретение может быть использовано в двигателях внутреннего сгорания. Двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием снабжен механизмом (А) переменной степени сжатия, способным изменять степень механического сжатия, механизмом (В) регулирования фаз газораспределения, способным управлять моментом закрытия впускного клапана, и механизмом (23, 24, 25) EGR, подающим часть отработавшего газа

через EGR-канал в качестве EGR-газа в камеру сгорания. В двигателе внутреннего сгорания с искровым зажиганием во время работы двигателя при низкой нагрузке, по сравнению со временем работы двигателя при высокой нагрузке, степень механического сжатия становится более высокой. Чем выше доля EGR, тем выше становится степень фактического сжатия. Технический результат заключается в улучшении расхода топлива. 17 з.п. ф-лы, 17 ил.



Фиг.1



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY

(51) Int. Cl.

F02D 15/04 (2006.01)*F02D 21/08* (2006.01)*F02D 13/02* (2006.01)**(12) ABSTRACT OF INVENTION**(21)(22) Application: **2011125960/06, 01.05.2009**(24) Effective date for property rights:
01.05.2009

Priority:

(22) Date of filing: **01.05.2009**(45) Date of publication: **20.05.2013 Bull. 14**(85) Commencement of national phase: **01.12.2011**(86) PCT application:
JP 2009/058869 (01.05.2009)(87) PCT publication:
WO 2010/125696 (04.11.2010)

Mail address:

**129090, Moskva, ul. B. Spasskaja, 25, str.3, OOO
"Juridicheskaja firma Gorodisskij i Partnery"**

(72) Inventor(s):

OKADA Esikhiro (JP)

(73) Proprietor(s):

TOJOTA DZIDOSJa KABUSIKI KAJSJJa (JP)**(54) INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH SPARK IGNITION**

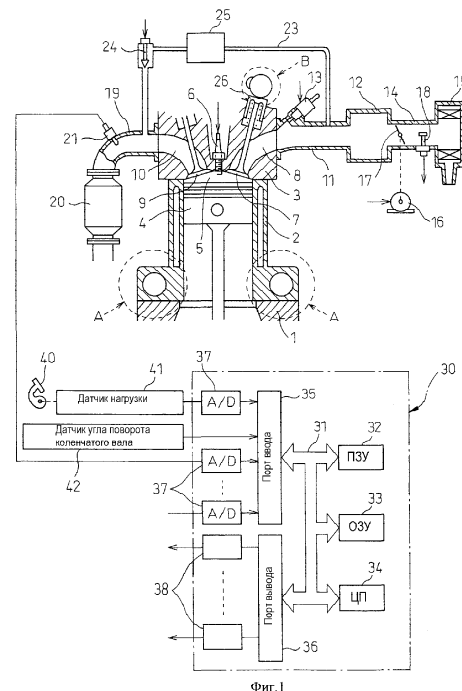
(57) Abstract:

FIELD: engines and pumps.

SUBSTANCE: internal combustion engine with spark ignition is provided with a variable compression degree mechanism (A) capable of changing of mechanical compression degree, with a mechanism for adjustment of gas distribution of phases (B) capable of control of closing moment of an inlet valve and with a mechanism (23, 24, 25) EGR, supplying a part of waste gas through EGR-channel as EGR-gas to a combustion chamber. In internal combustion engine with spark ignition during engine operation at low load the degree of mechanical compression is higher as compared to that during engine operation at high load. The higher EGR part is, the higher the degree of actual compression is.

EFFECT: improving fuel flow.

18 cl, 17 dwg



Фиг. 1

Область техники

Настоящее изобретение относится к двигателю внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

Уровень техники

5 В области техники известен двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием, снабженный механизмом переменной степени сжатия, способным изменять степень механического сжатия, и механизмом регулирования фаз газораспределения, способным управлять моментом закрытия впускного клапана, при этом объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, главным образом, управляется посредством изменения момента закрытия впускного клапана, и степень механического сжатия во время работы двигателя при низкой нагрузке становится более высокой по сравнению со степенью во время работы двигателя при высокой нагрузке (см., например, PLT 1).

15 В частности, поскольку степень расширения имеет большее влияние на теоретический термический КПД, чем степень фактического сжатия, в двигателе внутреннего сгорания с искровым зажиганием, описанном в PLT1, во время работы двигателя при низкой нагрузке степень фактического сжатия сохраняется низкой, в то время как степень механического сжатия устанавливается в высокое значение, например, 20 или более. Из-за этого в двигателе внутреннего сгорания с искровым зажиганием, описанном в PLT1, теоретический термический КПД становится очень высоким. Вместе с этим расход топлива значительно улучшается.

Патентная литература

25 PLT 1: Японская патентная публикация (A) № 2007-303423.

Техническая задача

В этом отношении, двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием, описанный в PLT 1, не снабжается механизмом EGR для подачи части отработавшего газа через EGR-канал в качестве EGR-газа снова внутрь камеры внутреннего сгорания. Следовательно, из описания PLT 1, во время работы двигателя при низкой нагрузке неясно, повышается ли теоретический термический КПД при использовании механизма EGR для двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием, спроектированного, чтобы сохранять степень фактического сжатия низкой во время повышения степени механического сжатия.

Следовательно, принимая во внимание вышеописанную проблему, целью настоящего изобретения является создание двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием, снабженного механизмом переменной степени сжатия и механизмом регулирования фаз газораспределения, в котором во время работы двигателя при низкой нагрузке степень механического сжатия повышается по сравнению со степенью во время работы двигателя при высокой нагрузке, и в котором механизм EGR, механизм переменной степени сжатия и механизм регулирования фаз газораспределения соответствующим образом управляются, чтобы повышать теоретический термический КПД и улучшать расход топлива.

Решение задачи

Настоящее изобретение предоставляет систему управления двигателем внутреннего сгорания, описанную в формуле изобретения, в качестве решения вышеупомянутой задачи.

50 В первом аспекте настоящего изобретения создан двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием, снабженный механизмом переменной степени сжатия, способным изменять степень механического сжатия, механизмом регулирования фаз

газораспределения, способным управлять моментом закрытия впускного клапана, и механизмом рециркуляции отработавших газов (EGR), который подает часть отработавшего газа через EGR-канал в качестве EGR-газа внутрь камеры сгорания, при этом во время работы двигателя при низкой нагрузке степень механического сжатия становится более высокой по сравнению со степенью сжатия во время работы двигателя при высокой нагрузке, при этом чем выше доля EGR, тем выше становится степень фактического сжатия.

Как правило, чем выше доля EGR, тем выше сопротивляемость детонации. По этой причине, когда доля EGR высока, даже если делать степень фактического сжатия высокой, детонации сложнее возникать. Согласно первому аспекту, чем выше доля EGR, тем выше степень фактического сжатия и, из-за этого, выше теоретический термический КПД.

Во втором аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при низкой нагрузке степень фактического сжатия повышается посредством увеличения степени механического сжатия.

В третьем аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при средней нагрузке степень фактического сжатия увеличивается посредством сдвига в сторону опережения момента закрытия впускного клапана.

В четвертом аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при средней нагрузке степень фактического сжатия повышается посредством увеличения степени механического сжатия в дополнение к сдвигу в сторону опережения момента закрытия впускного клапана.

В пятом аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при низкой и средней нагрузке механизм EGR используется, чтобы подавать EGR-газ в камеру сгорания.

В шестом аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке момент закрытия впускного клапана сдвигается до предельного момента закрытия со стороны опережения вместе с нагрузкой на двигатель, которая становится более высокой.

В седьмом аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке, в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, управляется посредством изменения момента закрытия впускного клапана.

В восьмом аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке, в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, чем выше нагрузка на двигатель, тем выше становится доля EGR.

В девятом аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке, в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, чем выше нагрузка на двигатель, тем меньше становится степень открытия дроссельной заслонки.

В 10-м аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке, в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, доля EGR удерживается, по существу, постоянной, несмотря на

нагрузку на двигатель.

В 11-м аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке, в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, и степень открытия дроссельной заслонки удерживается, по существу, на постоянной степени открытия, более закрытой, чем полностью открытая, несмотря на нагрузку на двигатель.

В 12-м аспекте настоящего изобретения в области нагрузки, более высокой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, момент закрытия впускного клапана удерживается в предельном моменте закрытия со стороны опережения.

В 13-м аспекте настоящего изобретения в области нагрузки, более высокой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, степень открытия дроссельной заслонки становится большей, когда нагрузка на двигатель становится более высокой.

В 14-м аспекте настоящего изобретения в области нагрузки, более высокой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, управляется посредством изменения момента закрытия впускного клапана.

В 15-м аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при низкой нагрузке момент закрытия впускного клапана задерживается, когда нагрузка на двигатель становится более низкой, до предельного момента закрытия со стороны запаздывания, допуская управление объемом всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания.

В 16-м аспекте настоящего изобретения в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны запаздывания, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, управляется посредством изменения степени открытия дроссельной заслонки.

В 17-м аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при низкой нагрузке степень механического сжатия становится максимальной степенью механического сжатия.

В 18-м аспекте настоящего изобретения во время работы двигателя при низкой нагрузке степень расширения становится равной 20 или более.

Краткое описание чертежей

Фиг. 1 является общим видом двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

Фиг. 2 является покомпонентным видом в перспективе механизма переменной степени сжатия.

Фиг. 3А и фиг. 3В являются боковыми видами в разрезе схематически иллюстрированного двигателя внутреннего сгорания.

Фиг. 4 является видом, показывающим механизм регулирования фаз газораспределения.

Фиг. 5А и фиг. 5В являются видами, показывающими величины подъема впускного клапана и выпускного клапана.

Фиг. 6А-6С являются видами для пояснения степени механического сжатия, степени

фактического сжатия и степени расширения.

Фиг. 7 является видом, показывающим соотношение между теоретическим термическим КПД и степенью расширения.

Фиг. 8А и фиг. 8В являются видами для пояснения обычного цикла и цикла сверхвысокой степени расширения.

Фиг. 9 является видом, показывающим изменения в степени механического сжатия и т.д. согласно нагрузке на двигатель.

Фиг. 10 является видом, показывающим соотношение между долей EGR и степенью фактического сжатия.

Фиг. 11 является видом, показывающим изменения в степени механического сжатия и т.д. согласно нагрузке на двигатель.

Фиг. 12 является блок-схемой последовательности операций, показывающей программу управления для операционного управления двигателем внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

Описание вариантов осуществления

Ниже вариант осуществления настоящего изобретения будет описан подробно со ссылкой на чертежи. Отметим, что далее аналогичным элементам компонентов присвоены одинаковые ссылочные позиции.

Фиг. 1 показывает боковой вид в разрезе двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

На фиг. 1, ссылочной позицией 1 обозначен картер двигателя, 2 - блок цилиндров, 3 - головка блока цилиндров, 4 - поршень, 5 - камера сгорания, 6 - свеча зажигания, размещенная в центре верхней поверхности камеры 5 сгорания, 7 - впускной клапан, 8 - впускное отверстие, 9 - выпускной клапан и 10 - выпускное отверстие. Впускные отверстия 8 соединяются через впускные патрубки 11 со сглаживающим ресивером 12. Впускные патрубки 11 имеют топливные инжекторы 13, размещенные в них для впрыска топлива в соответствующие впускные отверстия 8. Отметим, что топливные инжекторы 13 могут также быть размещены внутри камеры 5 сгорания вместо прикрепления к впускным патрубкам 11.

Сглаживающий ресивер 12 соединяется через впускной канал 14 с воздушным фильтром 15. Во впускном канале 14 размещаются дроссельная заслонка 17, приводимая в действие приводом 16, и датчик 18 объема всасываемого воздуха, использующий, например, провод с высоким сопротивлением. С другой стороны, выпускное отверстие 10 соединяется через выпускной коллектор 19 с каталитическим нейтрализатором 20, в который встроен, например трехкомпонентный нейтрализатор. Внутри выпускного коллектора 19 размещается датчик 21 контроля состава воздушно-топливной смеси. Отметим, что в последующем объяснении, часть впускного канала 14 ниже по потоку, чем дроссельная заслонка 17, сглаживающий ресивер 12, впускной патрубков 11 и впускное отверстие 8 все вместе называются "впускным трубопроводом".

Выпускной коллектор 19 и впускные патрубки 11 (или сглаживающий ресивер 12 или впускное отверстие 8) соединяются друг с другом через EGR-канал 23 для рециркуляции отработавшего газа (далее называемого "EGR-газом"). Внутри этого EGR-канала 23 размещается клапан 24 управления EGR. Дополнительно, вокруг EGR-канала 23 размещается устройство 25 охлаждения EGR для охлаждения EGR-газа, проходящего через внутреннее пространство EGR-канала 23. В двигателе внутреннего сгорания, показанном на фиг. 1, жидкость в системе охлаждения двигателя подводится к устройству 25 охлаждения EGR. Жидкость в

системе охлаждения двигателя используется, чтобы охлаждать EGR-газ. Отметим, что в последующем объяснении EGR-канал 23, клапан 24 управления EGR и устройство 25 охлаждения EGR называются вместе "механизмом EGR".

С другой стороны, в варианте осуществления, показанном на фиг. 1, в соединительной части картера 1 двигателя и блока 2 цилиндров предусматривается механизм А переменной степени сжатия, который может изменять относительную позицию картера 1 двигателя и блока 2 цилиндров в продольном направлении цилиндра с тем, чтобы изменять объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 располагается в верхней мертвой точке сжатия. Кроме того, предусматривается механизм В регулирования фаз газораспределения, который может изменять момент закрытия впускного клапана 7.

Электронный блок 30 управления состоит из цифрового компьютера, который снабжен компонентами, соединенными друг с другом посредством двунаправленной шины 31, такими как ПЗУ (постоянное запоминающее устройство) 32, ОЗУ (оперативное запоминающее устройство) 33, ЦП (микропроцессор) 34, порт 35 ввода, порт 36 вывода. Выходной сигнал датчика 18 количества всасываемого воздуха и выходной сигнал датчика 21 контроля состава воздушно-топливной смеси вводятся соответственно через соответствующие AD-преобразователи 37 в порт 35 ввода. Дополнительно, педаль 40 акселератора соединяется с датчиком 41 нагрузки, который формирует выходное напряжение, пропорциональное величине вдавливания педали 40 акселератора. Выходное напряжение датчика 41 нагрузки вводится через соответствующий AD-преобразователь 37 в порт 35 ввода. Кроме того, порт 35 ввода имеет датчик 42 угла поворота коленчатого вала, который формирует выходной импульс каждый раз, когда коленчатый вал поворачивается, например, на 10°. С другой стороны, порт 36 вывода соединяется через соответствующую управляющую схему 38 со свечой 6 зажигания, топливным инжектором 13, приводом 16 дроссельной заслонки, клапаном 24 управления EGR, механизмом А переменной степени сжатия и механизмом В регулирования фаз газораспределения.

Фиг. 2 является покомпонентным видом в перспективе механизма А переменной степени сжатия, показанного на фиг. 1, в то время как фиг. 3А и фиг. 3В являются боковыми поперечно-рассеченными видами иллюстрированного двигателя внутреннего сгорания. Обращаясь к фиг. 2, внизу двух боковых стенок блока 2 цилиндров сформированы множество выступающих частей 50, разделенных друг от друга определенным расстоянием. Каждая выступающая часть 50 сформирована с круглым в поперечном сечении отверстием 51 для вставки кулачка. С другой стороны, верхняя поверхность картера 1 двигателя сформирована с множеством выступающих частей 52, разделенных друг от друга определенным расстоянием и устанавливаемых между соответствующими выступающими частями 50. Эти выступающие части 52 также сформированы с круглыми в поперечном сечении отверстиями 53 для вставки кулачка.

Как показано на фиг. 2, предусмотрена пара кулачковых валов 54, 55. Каждый из кулачковых валов 54, 55 имеет дисковые кулачки 56, закрепленные на них, выполненные с возможностью вращающимся образом вставляться в отверстия 51 для вставки кулачков в каждой второй позиции. Эти дисковые кулачки 56 соосны с осями вращения кулачковых валов 54, 55. С другой стороны, эксцентрикные валы 57 проходят между дисковыми кулачками 56, и эксцентрикные валы 57 размещаются эксцентрично относительно осей вращения кулачковых валов 54, 55, как показано штриховкой на фиг. 3А и фиг. 3В. Каждый эксцентрикный вал 57 имеет другие

дисковые кулачки 58, прикрепленные к нему эксцентрично с возможностью вращения. Как показано на фиг. 2, эти дисковые кулачки 58 размещены между дисковыми кулачками 56. Эти дисковые кулачки 58 вставлены с возможностью вращения в соответствующие отверстия 53 для вставки кулачков.

5 Когда дисковые кулачки 56, прикрепленные к кулачковым валам 54, 55, вращаются в противоположных направлениях друг от друга, как показано стрелками сплошной линии на фиг. 3А, из состояния, показанного на фиг. 3А, эксцентриковые валы 57 движутся к нижней точке, таким образом, дисковые кулачки 58 вращаются в
10 противоположных направлениях от дисковых кулачков 56 в отверстиях 53 для вставки кулачков, как показано стрелками прерывистой линии на фиг. 3А. Когда эксцентриковые валы 57 движутся к нижней точке, как показано на фиг. 3В, центры дисковых кулачков 58 движутся ниже эксцентриковых валов 57.

15 Как будет понятно из сравнения фиг. 3А и фиг. 3В, относительные положения картера 1 двигателя и блока 2 цилиндров определяются расстоянием между центрами дисковых кулачков 56 и центрами дисковых кулачков 58. Чем больше расстояние между центрами дисковых кулачков 56 и центрами дисковых кулачков 58, тем дальше блок 2 цилиндров от картера 1 двигателя. Если блок 2 цилиндров движется от
20 картера 1 двигателя, объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке сжатия, увеличивается, следовательно, создавая вращение кулачковых валов 54, 55, объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке сжатия, может изменяться.

25 Как показано на фиг. 2, чтобы создать вращение кулачковых валов 54, 55 в противоположных направлениях, вал приводного двигателя 59 снабжен парой червячных шестерней 61, 62 с противоположными направлениями резьбы. Шестерни 63, 64, сцепляющиеся с этими червячными шестернями 61, 62, прикрепляются к концам кулачковых валов 54, 55, соответственно. В этом варианте
30 осуществления приводной электродвигатель 59 может возбуждаться, чтобы изменять объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 расположен в верхней мертвой точке сжатия, в широком диапазоне. Отметим, что механизм А переменной степени сжатия, показанный на фиг. 1 - фиг. 3, показывает пример. Может быть использован любой тип механизма переменной степени сжатия.

35 С другой стороны, фиг. 4 показывает механизм В регулирования фаз газораспределения, прикрепленный на кулачковом валу 70 для приведения в движение впускного клапана 7 на фиг. 1. Как показано на фиг. 4, механизм В распределения фаз газораспределения состоит из устройства В1 изменения фаз кулачка, прикрепленного
40 к одному концу кулачкового вала 70 и изменяющего фазу кулачка кулачкового вала 70, и устройства В2 изменения угла срабатывания кулачка, размещенного между кулачковым валом 70 и толкателем 26 впускного клапана 7 и изменяющего угол срабатывания кулачков кулачкового вала 70 на другие углы срабатывания для передачи впускному клапану 7. Отметим, что фиг. 4 является боковым видом в разрезе
45 и видом сверху устройства В2 изменения угла срабатывания кулачка.

50 Сначала поясняется устройство В1 изменения фаз кулачка механизма В регулирования фаз газораспределения, это устройство В1 изменения фаз кулачка снабжено зубчатым шкивом 71, выполненным так, чтобы вращаться посредством коленчатого вала двигателя через зубчатый ремень привода в направлении стрелки, цилиндрическим корпусом 72, вращающимся вместе с зубчатым шкивом 71, валом 73, способным вращаться вместе с кулачковым валом 70 и вращаться относительно цилиндрического корпуса 72, множеством частей 74, проходящих от внутренней

окружности цилиндрического корпуса 72 к внешней окружности вала 73, и лопастями 75, проходящими между частями 74 от внешней окружности вала 73 к внутренней окружности цилиндрического корпуса 72, две стороны лопастей 75 сформированы с гидравлическими камерами 76 для опережения и гидравлическими цилиндрами 77 для запаздывания.

Подача рабочей жидкости на масляной основе в гидравлические камеры 76, 77 управляется клапаном 78 управления подачей рабочей жидкости на масляной основе. Этот клапан 78 управления подачей рабочей жидкости на масляной основе снабжен отверстиями 79, 80 для жидкости, соединенными с гидравлическими камерами 76, 77, отверстием 82 подачи рабочей жидкости на масляной основе, выпущенной из гидравлического насоса 81, парой сливных отверстий 83, 84 и золотниковым клапаном 85 для управления соединением и разъединением отверстий 79, 80, 82, 83 и 84.

Чтобы сдвинуть в сторону опережения фазу кулачков кулачкового вала 70, на фиг. 4, золотниковый клапан 85 сдвигается вниз, рабочая жидкость на масляной основе, подаваемая из подающего отверстия 82, подается через гидравлическое отверстие 79 к гидравлическим камерам 76 для опережения, а рабочая жидкость на масляной основе в гидравлических камерах 77 для запаздывания стекает из сливного отверстия 84. В это время вал 73 вращается относительно цилиндрического корпуса 72 в направлении стрелки X.

В противоположность этому, чтобы задерживать фазу кулачков кулачкового вала 70, на фиг. 4, золотниковый клапан 85 сдвигается вверх, рабочая жидкость на масляной основе, подаваемая из подающего отверстия 82, подается через гидравлическое отверстие 80 к гидравлическим камерам 77 для запаздывания, а рабочая жидкость на масляной основе в гидравлических камерах 76 для опережения стекает из сливного отверстия 83. В это время вал 73 вращается относительно цилиндрического корпуса 72 в направлении, противоположном стрелкам X.

Когда вал 73 вращается относительно цилиндрического корпуса 72, если золотниковый клапан 85 возвращен в нейтральную позицию, показанную на фиг. 4, операция относительного вращения вала 73 заканчивается, и вал 73 удерживается в относительной вращающейся позиции в это время. Следовательно, можно использовать устройство В1 изменения фаз кулачка так, чтобы сдвигать вперед или назад фазу кулачка кулачкового вала 70 на точно требуемую величину, как показано на фиг. 5А. Т.е. устройство В1 изменения фаз кулачка может свободно сдвигать в сторону опережения или задержки момент открытия впускного клапана 7.

Далее, поясняется устройство В2 изменения угла срабатывания кулачка механизма В регулирования фаз газораспределения, это устройство В2 изменения угла срабатывания кулачка снабжено управляющим стержнем 90, размещенным параллельно кулачковому валу 70 и выполненным так, чтобы двигаться посредством актуатора 91 в осевом направлении, промежуточным кулачком 94, входящим в контакт с кулачком 92 кулачкового вала 70 и сцепленным с возможностью сдвига с шлицевым соединением 93, сформированным на управляющем стержне 90 и протягивающимся в осевом направлении, и поворотным кулачком 96, входящим в контакт с толкателем 26 клапана для приведения в движение впускного клапана 7 и сцепленным с возможностью сдвига со шлицевым соединением 95, протягивающимся по спирали, сформированной на управляющем стержне 90. Поворотный кулачок 96 сформирован с кулачком 97.

Когда кулачковый вал 70 вращается, кулачок 92 заставляет промежуточный кулачок 94 поворачиваться на точный постоянный угол все время. В это время,

поворотный кулачок 96 также поворачивается на точный постоянный угол. С другой стороны, промежуточный кулачок 94 и поворотный кулачок 96 поддерживаются неподвижно в осевом направлении управляющего стержня 90, следовательно, когда управляющий стержень 90 движется посредством актуатора 91 в осевом направлении, поворотный кулачок 96 поворачивается относительно промежуточного кулачка 94.

В случае, когда кулачок 97 поворотного кулачка 96 начинает сцепляться с толкателем 26 клапана, когда кулачок 92 кулачкового вала 70 начинает сцепляться с промежуточным кулачком 94 из-за относительного углового взаимного расположения между промежуточным кулачком 94 и поворотным кулачком 96, как показано символом а на фиг. 5В, период времени открытия и величина поднятия впускного клапана 7 становятся максимальными. В противоположность этому, когда актуатор 91 используется, чтобы вращать поворотный кулачок 96 относительно промежуточного кулачка 94 в направлении стрелки Y на фиг. 4, кулачок 92 кулачкового вала 70 сцепляется с промежуточным кулачком 94 через некоторое время после того, как кулачок 97 поворотного кулачка 96 сцепляется с толкателем 24 клапана. В этом случае, как показано символом b на фиг. 5В, период времени открытия и величина поднятия впускного клапана 7 становятся меньше, чем а.

Когда поворотный кулачок 96 поворачивается относительно промежуточного кулачка 94 в направлении стрелки Y на фиг. 4, как показано символом с на фиг. 5В, период времени открытия и интервал поднятия впускного клапана 7 становятся еще меньше. Т.е., используя актуатор 91, чтобы изменять относительное угловое положение промежуточного кулачка 94 и поворотного кулачка 96, период времени открытия (угол срабатывания) впускного клапана 7 может быть свободно изменен. Однако, в этом случае интервал поднятия впускного клапана 7 становится тем меньше, чем короче период времени открытия впускного клапана 7.

Устройство В1 изменения фаз кулачка может использоваться, чтобы свободно изменять момент открытия впускного клапана 7, и устройство В2 изменения угла срабатывания кулачка может использоваться, чтобы свободно изменять период времени открытия впускного клапана 7 в этом способе, таким образом, и устройство В1 изменения фаз кулачка, и устройство В2 изменения угла срабатывания кулачка, т.е., механизм В регулирования фаз газораспределения, могут использоваться, чтобы свободно изменять момент открытия и период времени открытия впускного клапана 7, т.е., момент открытия и момент закрытия впускного клапана 7.

Отметим, что механизм В регулирования фаз газораспределения, показанный на фиг. 1 и фиг. 4, показывает пример. Также возможно использовать различные типы механизмов регулирования фаз газораспределения, отличные от примера, показанного на фиг. 1 и фиг. 4. В частности, в этом варианте осуществления согласно настоящему изобретению, пока механизм синхронизации закрытия может изменять момент закрытия впускного клапана, любой тип механизма может быть использован. Дополнительно, также и для выпускного клапана 9 механизм регулирования фаз газораспределения, аналогичный механизму В регулирования фаз газораспределения впускного клапана 7, может быть предусмотрен.

Далее, значение терминов, используемых в настоящей заявке, будет объяснено со ссылкой на фиг. 6А-6С. Отметим, что фиг. 6А-6С показывают в целях объяснения двигатель с объемом камеры внутреннего сгорания, равным 50 мл, и рабочим объемом цилиндра в 500 мл. На этих фиг. 6А-6С объем камеры сгорания показывает объем камеры сгорания, когда поршень находится в верхней мертвой точке сжатия.

Фиг. 6А поясняет степень механического сжатия. Степень механического сжатия является величиной, определенной механически из рабочего объема цилиндра в момент такта сжатия и объема камеры сгорания. Эта степень механического сжатия выражается значением (объем камеры сгорания + рабочий объем цилиндра)/объем
 5 камеры сгорания. В примере, показанном на фиг. 6А, эта степень механического сжатия равна $(50 \text{ мл} + 500 \text{ мл}) / 50 \text{ мл} = 11$.

Фиг. 6В поясняет степень фактического сжатия. Эта степень фактического сжатия является величиной, определенной из фактического рабочего объема цилиндра от
 10 момента, когда действие сжатия фактически началось, до момента, когда поршень достигает верхней мертвой точки, и объема камеры сгорания. Эта степень фактического сжатия выражается значением (объем камеры сгорания + фактический рабочий объем цилиндра)/объем камеры сгорания. Т.е., как показано на фиг. 6В, даже
 15 если поршень начинает подниматься в такте сжатия, действие сжатия не выполняется, пока открыт впускной клапан. Фактическое действие сжатия начинается после того, как впускной клапан закрывается. Следовательно, степень фактического сжатия выражается следующим образом с помощью фактического рабочего объема цилиндра. В примере, показанном на фиг. 6В, степень фактического сжатия равна $(50 \text{ мл} + 450 \text{ мл}) / 50 \text{ мл} = 10$.

Фиг. 6С поясняет степень расширения. Степень расширения является величиной, определенной из рабочего объема цилиндра во время такта расширения и величины, определенной из объема камеры сгорания. Эта степень расширения выражается
 25 значением (объем камеры сгорания + рабочий объем цилиндра)/объем камеры сгорания. В примере, показанном на фиг. 6С, эта степень расширения равна $(50 \text{ мл} + 500 \text{ мл}) / 50 \text{ мл} = 11$.

Далее, наиболее существенные признаки настоящего изобретения будут объяснены со ссылкой на фиг. 7, фиг. 8А и фиг. 8В. Отметим, что фиг. 7 показывает соотношение
 30 между теоретическим термическим КПД и степенью расширения, в то время как фиг. 8А и фиг. 8В показывают сравнение между обычным циклом и циклом сверхвысокой степени расширения, используемым выборочно в соответствии с нагрузкой в настоящем изобретении.

Фиг. 8А показывает обычный цикл, в котором впускной клапан закрывается рядом
 35 с нижней мертвой точкой, и действие сжатия посредством поршня начинается близко, по существу, от нижней мертвой точки сжатия. В примере, также показанном на этой фиг. 8А, в том же способе, что и в примерах, показанных на фиг. 6А-6С, объем камеры сгорания задан равным 50 мл, а рабочий объем цилиндра задан равным 500 мл. Как
 40 будет понятно из фиг. 8А, в обычном цикле степень механического сжатия равна $(50 \text{ мл} + 500 \text{ мл}) / 50 \text{ мл} = 11$, степень фактического сжатия также равна приблизительно 11, и степень расширения также становится равной $(50 \text{ мл} + 500 \text{ мл}) / 50 \text{ мл} = 11$. Т.е., в обычном двигателе внутреннего сгорания степень механического сжатия и степень фактического сжатия и степень расширения становятся, по существу, равными.

Сплошная линия на фиг. 7 показывает изменение в теоретическом термическом КПД в случае, когда степень фактического сжатия и степень расширения, по существу,
 45 равны, т.е., в обычном цикле. В этом случае, изучено, что чем больше степень расширения, т.е., выше степень фактического сжатия, тем выше теоретический термический КПД. Следовательно, в обычном цикле, чтобы повысить теоретический термический КПД, степень фактического сжатия должна быть сделана более высокой.
 50 Однако, из-за ограничений на возникновение детонации во время работы двигателя при высокой нагрузке степень фактического сжатия может только повышаться даже

при максимуме приблизительно до 12, соответственно, в обычном цикле, теоретический термический КПД не может быть сделан достаточно высоким.

С другой стороны, в такой ситуации изобретатели строго различали между степенью механического сжатия и степенью фактического сжатия и изучаемым теоретическим термическим КПД и в результате обнаружили, что в теоретическом термическом КПД степень расширения является доминирующей, и на теоретический термический КПД почти совсем не влияет степень фактического сжатия. Т.е., если степень фактического сжатия повышается, взрывная сила растет, но сжатие требует большой энергии, соответственно, даже если степень фактического сжатия повышается, теоретический термический КПД почти совсем не будет повышаться.

В противоположность этому, если повышается степень расширения, чем длиннее период, в течение которого сила действует как сила, придавливающая поршень в момент такта расширения, тем более продолжительно время, в течение которого поршень передает силу вращения коленчатому валу. Следовательно, чем большей становится степень расширения, тем более высоким становится теоретический термический КПД. Прерывистая линия $\epsilon=10$ на фиг. 7 показывает теоретический термический КПД в случае фиксирования степени фактического сжатия в значении 10 и повышения степени расширения в этом состоянии. Таким образом, изучено, что величина роста теоретического термического КПД при повышении степени расширения в состоянии, когда степень фактического сжатия сохраняется в низком значении, и величина роста теоретического термического КПД в случае, когда степень фактического сжатия повышается вместе со степенью расширения, как показано сплошной линией на фиг. 7, почти не будут отличаться.

Если степень фактического сжатия удерживается в низком значении таким способом, детонация не возникнет, следовательно, при повышении степени расширения в состоянии, когда степень фактического сжатия удерживается в низком значении, возникновение детонации может быть предотвращено, и теоретический термический КПД может быть значительно повышен. Фиг. 8В показывает пример случая, когда используется механизм А переменной степени сжатия и механизм В регулирования фаз газораспределения, чтобы поддерживать степень фактического сжатия в низком значении и повышать степень расширения.

Обращаясь к фиг. 8В, в этом примере, механизм А переменной степени сжатия используется, чтобы уменьшить объем камеры сгорания с 50 мл до 20 мл. С другой стороны, механизм В регулирования фаз газораспределения впускного клапана используется, чтобы задерживать момент закрытия впускного клапана до тех пор, пока фактический рабочий объем цилиндра не изменится с 500 мл до 200 мл. В результате, в этом примере, степень фактического сжатия становится равной $(20 \text{ мл} + 200 \text{ мл}) / 20 \text{ мл} = 11$, а степень расширения становится равной $(20 \text{ мл} + 500 \text{ мл}) / 20 \text{ мл} = 26$. В обычном цикле, показанном на фиг. 8А, как объяснено выше, степень фактического сжатия равна приблизительно 11, и степень расширения равна 11. По сравнению с этим случаем, в случае, показанном на фиг. 8В, изучено, что только степень расширения повышается до 26. Это будет далее называться "циклом сверхвысокой степени расширения".

Как объяснено выше, вообще говоря, в двигателе внутреннего сгорания, чем ниже нагрузка на двигатель, тем хуже термический КПД, следовательно, чтобы повысить термический КПД во время эксплуатации транспортного средства, т.е., улучшить расход топлива, необходимо повышать термический КПД во время работы двигателя при низкой нагрузке. С другой стороны, в цикле сверхвысокой степени расширения,

показанном на фиг. 8В, фактический рабочий объем цилиндра во время такта сжатия сделан меньшим, так что объем всасываемого воздуха, который может всасываться в камеру 5 сгорания, становится меньшим, и следовательно, этот цикл сверхвысокой степени расширения может применяться только тогда, когда нагрузка на двигатель
 5 относительно мала. Следовательно, в настоящем изобретении, во время работы двигателя при низкой нагрузке устанавливается цикл сверхвысокой степени расширения, показанный на фиг. 8В, в то время как во время работы двигателя при высокой нагрузке устанавливается обычный цикл, показанный на фиг. 8А. Это
 10 является основным признаком настоящего изобретения.

Далее, будет в целом объяснено со ссылкой на фиг. 9 оперативное управление.

Фиг. 9 показывает изменения в различных параметрах, таких как степень механического сжатия, степень фактического сжатия, момент закрытия впускного клапана 7, давление внутри впускного трубопровода, степень открытия дроссельной заслонки 17 и доля EGR, в соответствии с нагрузкой на двигатель при определенной скорости вращения двигателя. В частности, сплошные линии на фиг. 9 показывают изменения параметров при использовании механизма EGR, чтобы подавать EGR-газ в камеру 5 сгорания (т.е., когда доля EGR высока), в то время как прерывистые линии на фиг. 9 показывают изменения в параметрах, когда не используется механизм EGR, чтобы подавать EGR-газ в камеру 5 сгорания (т.е., когда доля EGR очень мала).
 15
 20

Отметим, что в иллюстрированном примере для того, чтобы позволять трехкомпонентному нейтрализатору в каталитическом нейтрализаторе 20 одновременно уменьшать несгоревшие углеводороды (несгоревшие HC), окись углерода (CO) и оксиды азота (NO_x) в выхлопном газе, обычно среднее соотношение компонентов воздушно-топливной смеси в камере 5 сгорания управляется при обратной связи на основе выходного сигнала датчика 27 контроля состава воздушно-топливной смеси до стехиометрического соотношения воздух-топливо.
 25

Сначала будет объяснено операционное управление в случае, показанном прерывистыми линиями на фиг. 9, без подачи EGR-газа в камеру сгорания (т.е., когда доля EGR очень мала).
 30

В этом варианте осуществления настоящего изобретения, как объяснено выше, во время работы двигателя при высокой нагрузке выполняется обычный цикл, показанный на фиг. 8А. Следовательно, как показано прерывистыми линиями на фиг. 9, в это время степень механического сжатия становится низкой, таким образом, степень расширения является низкой, а момент закрытия впускного клапана 7 в сторону опережения. Дополнительно, в это время объем всасываемого воздуха является большим. В это время степень открытия дроссельной заслонки 20 удерживается полностью открытой или по существу полностью открытой.
 35
 40

С другой стороны, как показано прерывистыми линиями на фиг. 9, если нагрузка на двигатель становится ниже, вместе с этим момент закрытия впускного клапана 7 задерживается так, чтобы уменьшать объем всасываемого воздуха. Дополнительно, в это время для того, чтобы позволить степени фактического сжатия удерживаться, по существу, постоянной, как показано прерывистыми линиями на фиг. 9, степень механического сжатия увеличивается, когда нагрузка на двигатель становится ниже, и, следовательно, степень механического сжатия увеличивается, когда нагрузка на двигатель становится ниже. Отметим, что также в это время дроссельная заслонка 27 удерживается полностью открытой или, по существу, в полностью открытом состоянии. Следовательно, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, управляется без использования дроссельной заслонки 17 посредством
 45
 50

изменения момента закрытия впускного клапана 7.

Таким образом, когда нагрузка на двигатель становится ниже из рабочего состояния двигателя при высокой нагрузке, по существу, при постоянной степени фактического сжатия, степень механического сжатия увеличивается, когда объем всасываемого воздуха уменьшается. Т.е., объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 достигает верхней мертвой точки сжатия, уменьшается пропорционально уменьшению в объеме всасываемого воздуха. Следовательно, объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 достигает верхней мертвой точки сжатия, изменяется пропорционально объему всасываемого воздуха. Отметим, что в это время соотношение воздух-топливо в камере 5 сгорания становится стехиометрическим соотношением воздух-топливо, таким образом, объем камеры 5 сгорания, когда поршень 4 достигает верхней мертвой точки сжатия, изменяется пропорционально количеству топлива.

Если нагрузка на двигатель становится еще ниже, момент закрытия впускного клапана 7 дополнительно задерживается. Если нагрузка на двигатель падает до L_1 , момент закрытия впускного клапана 7 становится предельным моментом закрытия со стороны задержки. Этот предельный момент закрытия со стороны задержки является моментом закрытия, за которым, если момент закрытия впускного клапана 7 задерживается еще больше, объем всасываемого газа, подаваемого в камеру 5 сгорания, больше не может управляться посредством изменения момента закрытия впускного клапана 7. Если момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, в области, где нагрузка ниже, чем нагрузка L_1 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, момент закрытия впускного клапана 7 удерживается на предельном моменте закрытия со стороны задержки.

Дополнительно, в примере, показанном прерывистыми линиями на фиг. 9, когда нагрузка на двигатель становится ниже из рабочего состояния двигателя при высокой нагрузке, степень механического сжатия увеличивается. Если нагрузка на двигатель падает до нагрузки L_1 на двигатель, где момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, степень механического сжатия достигает некоторой конкретной степени механического сжатия (ниже называемой "конкретной степенью механического сжатия"). В области нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_1 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, степень механического сжатия удерживается в конкретной степени механического сжатия. Эта конкретная степень механического сжатия устанавливается так, что степень фактического сжатия в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_1 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, становится, по существу, такой же, что и степень фактического сжатия в области нагрузки, более высокой, чем нагрузка L_1 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки. Например, степень фактического сжатия в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_1 на двигатель, устанавливается в диапазоне приблизительно ± 10 процентов степени фактического сжатия в области нагрузки, более высокой, чем нагрузка L_1 на двигатель, предпочтительно в диапазоне ± 5 процентов.

С другой стороны, если момент закрытия впускного клапана 7 удерживается в предельном моменте закрытия со стороны задержки, изменение момента закрытия впускного клапана не может больше использоваться для управления объемом

всасываемого воздуха. В примере, показанном прерывистыми линиями на фиг. 9, в это же время, т.е., в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_1 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия, дроссельная заслонка 17 используется, чтобы управлять объемом всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания. Однако, при использовании дроссельной заслонки 17, чтобы управлять объемом всасываемого воздуха, увеличиваются насосные потери, как показано прерывистыми линиями на фиг. 9.

Отметим, что при использовании дроссельной заслонки 17 для управления объемом всасываемого воздуха увеличиваются насосные потери, таким образом, чтобы предотвращать возникновение таких насосных потерь, в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_1 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия, возможно удерживать дроссельную заслонку 17 полностью открытой или, по существу, полностью открытой и в этом состоянии увеличивать соотношение воздух-топливо, чем ниже нагрузка на двигатель. В это же время предпочтительно размещать топливный инжектор 13 в камере сгорания и выполнять многослойное воспламенение.

Дополнительно, как показано прерывистыми линиями на фиг. 9, степень фактического сжатия удерживается, по существу, постоянной, несмотря на нагрузку на двигатель. В частности, степень фактического сжатия во время работы двигателя при низкой нагрузке устанавливается в диапазоне приблизительно ± 10 процентов степени фактического сжатия во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке, предпочтительно в диапазоне ± 5 процентов. Однако, если скорость двигателя становится более высокой, воздушно-топливная смесь в камере 5 сгорания становится возмущенной, таким образом, детонации сложнее возникать, следовательно, в этом варианте осуществления настоящего изобретения, чем выше скорость двигателя, тем более высокой становится степень фактического сжатия.

Кроме того, как объяснено выше, в цикле сверхвысокой степени расширения, показанном на фиг. 8В, степень расширения сделана равной 26. Чем выше эта степень расширения, тем лучше. Однако, степень расширения, дающая максимальный теоретический термический КПД в диапазоне степени фактического сжатия, способной практически применяться ($\epsilon=5$ или около того до 13 или около того), равна 20 или больше, таким образом, в настоящем изобретении механизм А переменной степени сжатия формируется так, что степень расширения становится равной 20 или более.

Кроме того, в примере, показанном прерывистыми линиями на фиг. 9, степень механического сжатия непрерывно изменяется в соответствии с нагрузкой на двигатель. Однако, степень механического сжатия может изменяться поэтапно в соответствии с нагрузкой на двигатель.

Кроме того, сдвигая момент закрытия впускного клапана 7 к моменту со стороны опережения от нижней мертвой точки впуска, возможно ускорять момент закрытия впускного клапана 7, когда нагрузка на двигатель становится ниже, с тем, чтобы управлять объемом всасываемого воздуха. Следовательно, если выражать момент закрытия впускного клапана 7 в общем, момент закрытия впускного клапана 7 может сдвигаться в направлении от нижней мертвой точки сжатия до предельного момента закрытия, в котором объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, может управляться, когда нагрузка на двигатель становится ниже.

Далее будет объяснено операционное управление при подаче EGR-газа в камеру 5 сгорания, показанное сплошными линиями на фиг. 9 (т.е., когда доля EGR высока).

Как показано сплошными линиями на фиг. 9, даже при подаче EGR-газа в камеру 5 сгорания, во время работы двигателя при высокой нагрузке, выполняется обычный цикл, показанный на фиг. 8А. Следовательно, как показано сплошными линиями на фиг. 9, когда нагрузка на двигатель является самой высокой, степень механического сжатия становится более низкой, таким образом, степень расширения является низкой. Дополнительно, момент закрытия впускного клапана 7 в сторону опережения до предельного момента закрытия со стороны опережения, за которым момент закрытия не может быть сдвинут в сторону опережения из-за конструкции механизма В регулирования фаз газораспределения (например, нижняя мертвая точка впуска). Дополнительно, когда нагрузка на двигатель является самой высокой, объем всасываемого воздуха является большим, и в это время степень открытия дроссельной заслонки 17 становится полностью открытой или, по существу, полностью открытой.

С другой стороны, как показано сплошными линиями на фиг. 9, если нагрузка на двигатель становится ниже из состояния, когда нагрузка на двигатель является самой высокой, степень открытия дроссельной заслонки 17 устанавливается меньшей, чтобы уменьшать объем всасываемого воздуха вместе с этим. Дополнительно, если нагрузка на двигатель становится меньше, из состояния, когда нагрузка на двигатель является самой высокой, вместе со степенью открытия дроссельной заслонки 17, которая становится меньшей, степень открытия клапана 24 управления EGR устанавливается большей, и доля EGR-газа в воздушно-топливной смеси, подаваемой в камеру 5 сгорания (далее называемой "долей EGR"), устанавливается большей до некоторой конкретной доли EGR (ниже называемой "установленной долей EGR") X_{EGR} . Если изменить подход, чтобы подавать EGR-газ в камеру 5 сгорания (т.е., во впускной трубопровод), необходимо формировать отрицательное давление во впускном трубопроводе, таким образом, можно сказать, что степень открытия дроссельной заслонки 17 устанавливается меньшей для формирования этого отрицательного давления.

Таким образом, вместе со степенью открытия дроссельной заслонки 17, которая становится небольшой, доля EGR становится выше, таким образом, давление внутри впускного трубопровода удерживается в максимальном давлении (т.е., по существу, атмосферном давлении), как оно есть. Следовательно, насосные потери, сопровождающие уменьшение степени открытия дроссельной заслонки 17 становятся, по существу, нулевыми.

Дополнительно, в области работы двигателя при высокой нагрузке для нагрузки, более высокой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда доля EGR достигает установленной доли EGR, момент закрытия впускного клапана 7, по существу, удерживается в предельном моменте закрытия со стороны опережения. Следовательно, в этой области объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, управляется только посредством изменения степени открытия дроссельной заслонки 17.

Кроме того, в области работы двигателя при высокой нагрузке для нагрузки, более высокой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда доля EGR достигает установленной доли EGR, степень фактического сжатия становится выше, когда нагрузка на двигатель становится ниже, т.е., когда доля EGR становится выше. Это обусловлено тем, что сопротивляемость детонации (сопротивление детонации) становится выше, поскольку доля EGR становится выше, таким образом, даже при увеличении степени фактического сжатия детонация не возникает. Здесь, в области работы двигателя при высокой нагрузке для нагрузки, более высокой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда

доля EGR достигает установленной доли EGR, момент закрытия впускного клапана 7, по существу, удерживается в предельном моменте закрытия со стороны опережения, таким образом, степень фактического сжатия повышается посредством повышения степени механического сжатия. Следовательно, степень механического сжатия становится более высокой, когда нагрузка на двигатель становится ниже, как показано сплошной линией на фиг. 9.

С другой стороны, в области работы при средней и высокой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда доля EGR достигает установленной доли EGR, доля EGR удерживается на установленной доле EGR. Дополнительно, после того как доля EGR удерживается постоянной, чтобы предотвращать возникновение детонации, степень фактического сжатия также удерживается постоянной.

Дополнительно, в области работы при средней и высокой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда доля EGR достигает установленной доли EGR, доля EGR удерживается на установленной доле EGR. По этой причине, даже если делать степень открытия дроссельной заслонки 17 меньшей, чем в этом состоянии, невозможно увеличивать подачу EGR-газа так, чтобы сохранять давление внутри впускного трубопровода на атмосферном давлении. В результате, возникновение насосных потерь прекращается. Следовательно, в области работы при средней и высокой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда доля EGR достигает установленной доли EGR, степень открытия дроссельной заслонки 17 удерживается в определенной постоянной степени открытия, более закрытой, чем полностью открытая степень. Благодаря этому, в этой области также давление внутри впускного трубопровода удерживается, по существу, на атмосферном давлении, и насосные потери становятся, по существу, нулевыми.

С другой стороны, в области работы при средней и высокой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда доля EGR достигает установленной доли EGR, если нагрузка на двигатель становится ниже, момент закрытия впускного клапана 7 задерживается для уменьшения объема всасываемого воздуха вместе с этим. Как объяснено выше, в области работы при средней и высокой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда доля EGR достигает установленной доли EGR, степень открытия дроссельной заслонки 17 и доля EGR сохраняются постоянными, таким образом, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания управляется без использования дроссельной заслонки 17 и клапана 24 управления EGR посредством изменения момента закрытия впускного клапана 7.

Кроме того, в области работы при средней и низкой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда доля EGR достигает установленной доли EGR, степень механического сжатия увеличивается, поскольку нагрузка на двигатель становится ниже, т.е., когда момент закрытия впускного клапана 7 задерживается, так что степень фактического сжатия становится, по существу, постоянной.

Отметим, что момент закрытия впускного клапана 7 в сторону опережения, когда нагрузка на двигатель становится выше в области работы двигателя при средней и высокой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_2 на двигатель, и достигает предельного момента закрытия со стороны опережения при нагрузке L_2 на двигатель. Следовательно, нагрузка L_2 на двигатель также может называться "нагрузкой на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны опережения".

Если нагрузка на двигатель становится еще ниже, момент закрытия впускного

клапана 7 дополнительно задерживается. Если нагрузка на двигатель падает до L_3 , момент закрытия впускного клапана становится предельным моментом закрытия со стороны задержки. Здесь, нагрузка L_3 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки при подаче EGR-газа в камеру 5 сгорания (сплошные линии на чертеже), ниже, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента со стороны задержки, когда EGR-газ не подается в камеру 5 сгорания (прерывистые линии на чертеже). Это обусловлено следующим.

Предельное значение общего объема всасываемого газа (газа, включающего в себя и воздух, и EGR-газ), которое может управляться посредством момента закрытия впускного клапана 7, является постоянным, несмотря на введение EGR-газа.

Когда EGR-газ не вводится, впускной газ целиком состоит из воздуха (свежего воздуха), таким образом, воздух, который может управляться посредством момента закрытия впускного клапана 7, соответствует предельному значению общего объема всасываемого газа. С другой стороны, когда вводится EGR-газ, часть всасываемого газа является EGR-газом, таким образом, объем воздуха, который может управляться посредством момента закрытия впускного клапана 7 (свежий воздух), становится меньше, чем предельное значение общего объема всасываемого газа. По этой причине, нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента со стороны задержки, становится ниже в случае подачи EGR-газа внутрь камеры 5 сгорания по сравнению со случаем, когда EGR-газ не подается в камеру 5 сгорания.

Как будет понятно из сплошной линии на фиг. 9, в области работы при низкой и средней нагрузке с нагрузкой, более высокой, чем нагрузка L_3 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, давление внутри впускного трубопровода удерживается, по существу, на атмосферном давлении, таким образом, по этой причине насосные потери становятся, по существу, нулевыми. Следовательно, по сравнению со случаем, когда EGR-газ не подается в камеру 5 сгорания, когда он подается, область, где насосные потери не возникают, становится шире, и, следовательно, расход топлива может быть улучшен.

Когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, в области работы при низкой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_3 на двигатель в это время, момент закрытия впускного клапана 7 удерживается в предельном моменте закрытия со стороны задержки.

Дополнительно, в примере, показанном сплошной линией на фиг. 9, когда нагрузка на двигатель становится ниже, чем в рабочем состоянии двигателя при высокой нагрузке, степень механического сжатия увеличивается. Когда нагрузка на двигатель падает до L_3 , степень механического сжатия достигает максимальной степени механического сжатия. В области работы при низкой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_3 на двигатель, когда степень механического сжатия достигает максимальной степени механического сжатия, степень механического сжатия удерживается в максимальной степени механического сжатия. Эта максимальная степень механического сжатия устанавливается так, что степень фактического сжатия в области работы при низкой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_3 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, становится, по существу, такой же, что и степень фактического сжатия в области работы при низкой и средней нагрузке для

нагрузки, более высокой, чем нагрузка L_3 на двигатель. Например, степень фактического сжатия в области работы при низкой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_3 на двигатель, устанавливается в диапазоне приблизительно ± 10 процентов степени фактического сжатия в области работы при низкой и средней нагрузке для нагрузки, более высокой, чем нагрузка L_3 на двигатель, предпочтительно в диапазоне ± 5 процентов.

С другой стороны, если момент закрытия впускного клапана 7 удерживается в предельном моменте закрытия со стороны задержки, изменение момента закрытия впускного клапана 7 не может больше использоваться для управления объемом всасываемого воздуха. В примере, показанном сплошной линией на фиг. 9, в это же время, т.е., в области работы при низкой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_3 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, дроссельная заслонка 17 используется, чтобы управлять объемом всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания. Однако, если объем всасываемого воздуха управляется посредством дроссельной заслонки 17, увеличиваются насосные потери, как показано сплошной линией на фиг. 9.

Дополнительно, в этом варианте осуществления настоящего изобретения, даже в области работы при низкой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_3 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, доля EGR удерживается, по существу, постоянной, и удерживаемая доля EGR становится, по существу, такой же, что и доля EGR в области работы при низкой и средней нагрузке для нагрузки, более высокой, чем нагрузка L_3 на двигатель. Например, доля EGR в области работы при низкой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_3 на двигатель, устанавливается в диапазоне приблизительно ± 10 процентов доли EGR в области работы при низкой и средней нагрузке для нагрузки, более высокой, чем нагрузка L_3 на двигатель, предпочтительно в диапазоне ± 5 процентов.

Как объяснено выше, в этом варианте осуществления настоящего изобретения почти во всей области нагрузки на двигатель, когда EGR-газ подается в камеру 5 сгорания (сплошная линия на фиг. 9), по сравнению со случаем, когда EGR-газ не подается в камеру 5 сгорания (прерывистая линия на фиг. 9), степень фактического сжатия становится выше, и, как результат, теоретический термический КПД становится выше.

Т.е., если EGR-газ подается в камеру 5 сгорания, воздушно-топливной смеси в камере 5 сгорания становится труднее самовоспламеняться, таким образом, пресекается возникновение детонации (сопротивляемость детонации становится выше). По этой причине, когда EGR-газ подается в камеру 5 сгорания, по сравнению со случаем, когда EGR-газ не подается в камеру 5 сгорания, детонация не будет возникать, даже при росте степени фактического сжатия. Следовательно, в этом варианте осуществления настоящего изобретения, когда EGR-газ подается в камеру 5 сгорания, по сравнению со случаем, когда EGR-газ не подается в камеру 5 сгорания, степень фактического сжатия растет. Дополнительно, как будет понятно из фиг. 7, если степень фактического сжатия растет, теоретический термический КПД растет.

В частности, в области работы при низкой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_3 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, невозможно больше задерживать момент закрытия впускного клапана 7. По этой причине, в этом

варианте осуществления настоящего изобретения, когда EGR-газ подается в камеру 5 сгорания, по сравнению со случаем, когда EGR-газ не подается в камеру 5 сгорания, степень механического сжатия повышается, чтобы повышать степень фактического сжатия.

Здесь, как будет понятно из фиг. 7, также возможно повышать степень фактического сжатия с тем, чтобы повышать термический КПД, но также возможно повышать степень механического сжатия (т.е., степень расширения) с тем, чтобы повышать термический КПД. Следовательно, согласно этому варианту осуществления настоящего изобретения в области работы при низкой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_3 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает момента закрытия со стороны задержки, в дополнение к повышению степени фактического сжатия степень механического сжатия (т.е., степень расширения) повышается, таким образом, возможно делать термический КПД очень высоким.

Дополнительно, в области (L_3 - L_2) нагрузки, более высокой, чем нагрузка L_3 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, и нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, когда EGR-газ подается в камеру 5 сгорания (сплошная линия на фиг 9), по сравнению со случаем, когда EGR-газ не подается в камеру 5 сгорания (прерывистая линия на фиг. 9), момент закрытия впускного клапана 7 сдвигается в сторону опережения, и степень механического сжатия повышается, чтобы повышать степень фактического сжатия. Из-за этого, даже в этой области, в дополнение к повышению степени фактического сжатия, степень механического сжатия повышается, таким образом, может быть достигнут высокий термический КПД.

Отметим, что в примере, показанном сплошной линией на фиг. 9, в области работы при средней и высокой нагрузке для нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, доля EGR удерживается, по существу, постоянной. Однако, при смещении в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7, поток воздуха, возникающий в камере 5 сгорания, становится больше, таким образом, воздушно-топливной смеси в камере 5 сгорания легче возгораться. По этой причине, даже если объем EGR-газа, подаваемого в камеру 5 сгорания, становится больше, увеличение колебаний в крутящем моменте пресекается. По этой причине, в области (L_3 - L_2) нагрузки, более высокой, чем нагрузка L_3 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, и нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, т.е., в области, где, когда нагрузка на двигатель становится выше, момент закрытия впускного клапана 7 в сторону опережения, возможно повышать долю EGR вместе с увеличением нагрузки на двигатель (т.е., вместе со смещением в сторону опережения момента закрытия впускного клапана 7). В этом случае степень фактического сжатия становится выше вместе с долей EGR, которая становится выше.

Дополнительно, установленная доля EGR изменяется в соответствии с рабочими параметрами, отличными от нагрузки на двигатель. Другими словами, даже если нагрузка на двигатель является одинаковой, доля EGR изменяется в соответствии с

рабочими параметрами, отличными от нагрузки на двигатель. Например, когда скорость двигателя высока, скорость потока впускного газа является быстрой, воздушно-топливная смесь в камере 5 сгорания легко возмущается, и, таким образом, смесь легко воспламеняется, таким образом, установленная доля EGR становится
 5 более высокой. Дополнительно, когда жидкость в системе охлаждения двигателя имеет низкую температуру, т.е., во время холодного запуска двигателя внутреннего сгорания, воздушно-топливной смеси становится трудно воспламениться. Поэтому, если доля EGR высока в это время, возникает пропуск зажигания. В результате,
 10 установленная доля EGR понижается.

Таким образом, когда установленная доля EGR изменяется в соответствии с параметрами, отличными от нагрузки на двигатель, степень фактического сжатия также должна изменяться в соответствии с изменением установленной доли EGR.

Фиг. 10 является видом, показывающим соотношение между долей EGR и степенью
 15 фактического сжатия. Как показано на фиг. 10, степень фактического сжатия повышается, чем выше доля EGR. Это обусловлено тем, что чем выше доля EGR, тем сложнее возникать детонации, даже если степень фактического сжатия повышается. Однако, если доля EGR становится слишком высокой, сгорание воздушно-топливной
 20 смеси в камере 5 сгорания становится неустойчивым и влечет возникновение колебаний крутящего момента и т.д. По этой причине установленная доля EGR устанавливается в диапазоне определенной постоянной EGR-доли X или меньше на основе нагрузки на двигатель или скорости двигателя и т.д.

Отметим, что штрих-пунктирные линии на фиг. 9 выражают изменения в
 25 параметрах в случае, когда установленная доля EGR является относительно низкой. Как будет понятно из чертежа, когда установленная доля EGR является относительно низкой, по сравнению со случаем, когда установленная доля EGR является высокой (сплошные линии на фиг. 9), степень фактического сжатия становится более низкой.
 30 Дополнительно, нагрузка на двигатель, где доля EGR достигает установленной доли EGR, когда установленная доля EGR является низкой, выше, чем нагрузка L_2 на двигатель, где доля EGR достигает установленной доли EGR, когда установленная доля EGR является высокой. Дополнительно, нагрузка на двигатель, где момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны
 35 задержки, когда установленная доля EGR является низкой, выше, чем нагрузка L_3 на двигатель, где момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, когда установленная доля EGR является высокой.

Кроме того, в примере, показанном на фиг. 9, в области (L_3 - L_2) нагрузки, более
 40 высокой, чем нагрузка L_3 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, и нагрузки, более низкой, чем нагрузка L_2 на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, доля EGR
 45 устанавливается на основе рабочего состояния двигателя, степень фактического сжатия вычисляется на основе установленной доли EGR, и степень механического сжатия управляется, чтобы давать эту степень фактического сжатия. Т.е., в примере, показанном на фиг. 9, степень механического сжатия изменяется в соответствии с рабочим состоянием двигателя.

В противоположность этому, в этой области также возможно управлять степенью
 50 механического сжатия на основе только нагрузки на двигатель. Это состояние показано на фиг. 11.

Фиг. 11 показывает изменения в параметрах, таких как степень механического

сжатия, степень фактического сжатия, момент закрытия впускного клапана 7, давление внутри впускного трубопровода, степень открытия дроссельной заслонки 17 и доля EGR, в соответствии с нагрузкой на двигатель при определенной скорости вращения двигателя и является видом, аналогичным фиг. 9. В примере, показанном
 5 сплошными линиями на фиг. 11, в области нагрузки на двигатель от L_1 до L_2 , как при подаче EGR-газа в камеру 5 сгорания (сплошная линия на чертеже), так и тогда, когда он не подается (прерывистая линия на чертеже), степень механического сжатия аналогичным образом управляется в соответствии с нагрузкой на двигатель. Т.е., в
 10 примере, показанном сплошными линиями на фиг. 11, степень механического сжатия управляется на основе только нагрузки на двигатель. Управляя степенью механического сжатия таким способом, возможно упрощать управление степенью механического сжатия по сравнению со случаем, показанным на фиг. 9.

Отметим, что в этом случае, в области нагрузки на двигатель от L_1 до L_2 ,
 15 когда EGR-газ подается в камеру 5 сгорания (сплошные линии на фиг. 11), по сравнению со случаем, когда EGR-газ не подается в камеру 5 сгорания (прерывистые линии на фиг. 11), степень фактического сжатия повышается не посредством повышения степени механического сжатия, а посредством сдвига в сторону
 20 опережения момента закрытия впускного клапана 7.

Фиг. 12 является блок-схемой последовательности операций, показывающей управляющую программу операционного управления двигателем внутреннего сгорания с искровым зажиганием варианта осуществления настоящего изобретения. Обращаясь к фиг. 12, сначала, на этапе S11, нагрузка L на двигатель определяется на
 25 основе выходного сигнала датчика 41 нагрузки. Далее, на этапе S12, определяется, не выше ли нагрузка L на двигатель, определенная на этапе S11, чем нагрузка L_3 , при которой момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки.

Когда на этапе S12 определяется, что нагрузка L на двигателе является нагрузкой L_3 или меньшей, программа переходит к этапу S13. На этапе S13 целевая доля EGR вычисляется на основе рабочих параметров двигателя внутреннего сгорания (скорости двигателя, жидкости в системе охлаждения двигателя и т.д.). В качестве
 30 рабочего параметра при вычислении целевой доли EGR также может быть использована нагрузка на двигатель.

Далее, на этапе S14, целевая доля EGR, вычисленная на этапе S13, используется как основа для вычисления целевой степени фактического сжатия с помощью соответствия, такого как показано на фиг. 10. Далее, на этапе S15, целевой момент
 40 закрытия впускного клапана 7 устанавливается в предельный момент закрытия со стороны задержки. На этапе S16 целевая степень механического сжатия вычисляется так, что степень фактического сжатия становится целевой степенью фактического сжатия, вычисленной на этапе S14, когда момент закрытия впускного клапана 7 является предельным моментом закрытия со стороны задержки. Далее, на этапе S17,
 45 степень открытия дроссельной заслонки вычисляется так, что объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру 5 сгорания, становится объемом всасываемого воздуха в соответствии с нагрузкой на двигатель.

С другой стороны, когда определяется на этапе S12, что нагрузка L на двигатель выше, чем нагрузка L_3 , где момент закрытия впускного клапана 7 достигает предельного момента закрытия со стороны задержки, программа переходит к
 50 этапу S18. На этапе S18 целевая доля EGR вычисляется тем же способом, что и на этапе S13. Далее, на этапе S19, целевая доля EGR, вычисленная на этапе S18,

используется как основа для вычисления целевой степени фактического сжатия с помощью соответствия, такого как показанное на фиг. 10. Далее, на этапе S20, на основе нагрузки на двигатель и целевой доли EGR вычисляется целевой момент закрытия впускного клапана 7 так, что объем всасываемого воздуха (объем свежего воздуха), подаваемого в камеру 5 сгорания, становится объемом всасываемого воздуха в соответствии с нагрузкой на двигатель. На этапе S21 целевая степень механического сжатия вычисляется так, что степень фактического сжатия становится целевой степенью фактического сжатия, вычисленной на этапе S19, когда момент закрытия впускного клапана 7 является целевым моментом закрытия впускного клапана 7, вычисленным на этапе S20. Далее, на этапе S22, целевая доля EGR, вычисленная на этапе S18, используется как основа вычисления целевой степени открытия дроссельной заслонки так, что давление внутри впускного трубопровода становится атмосферным давлением.

На этапе S23 механизм А переменной степени сжатия управляется так, что степень механического сжатия становится целевой степенью механического сжатия, вычисленной на этапе S16 или S21, в то время как механизм регулирования фаз газораспределения управляется так, что момент закрытия впускного клапана 7 становится целевым моментом закрытия, вычисленным на этапе S15 или S20. Кроме того, дроссельная заслонка 17 управляется так, что степень открытия дроссельной заслонки 17 становится целевой степенью открытия дроссельной заслонки, вычисленной на этапе S17 или S22, клапан 24 управления EGR управляется так, что доля EGR становится целевой долей EGR, вычисленной на этапе S13 или S18, и программа управления завершается.

Отметим, что настоящее изобретение было объяснено подробно на основе конкретных примеров, хотя специалист в данной области техники может сделать различные изменения, корректировки и т.д. без отступления от рамок формулы и идеи настоящего изобретения.

Формула изобретения

1. Двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием, содержащий механизм переменной степени сжатия, выполненный с возможностью изменения степени механического сжатия, механизм регулирования фаз газораспределения, выполненный с возможностью управления моментом закрытия впускного клапана, и механизм EGR, который подает часть отработавшего газа через EGR-канал в качестве EGR-газа внутрь камеры сгорания, при этом во время работы двигателя при низкой нагрузке степень механического сжатия становится более высокой по сравнению со степенью сжатия во время работы двигателя при высокой нагрузке, причем чем выше доля EGR, тем выше становится степень фактического сжатия.

2. Двигатель по п.1, в котором во время работы двигателя при низкой нагрузке степень фактического сжатия повышается посредством увеличения степени механического сжатия.

3. Двигатель по п.1, в котором во время работы двигателя при средней нагрузке степень фактического сжатия увеличивается посредством сдвига в сторону опережения момента закрытия впускного клапана.

4. Двигатель по п.3, в котором во время работы двигателя при средней нагрузке степень фактического сжатия увеличивается посредством увеличения степени механического сжатия в дополнение к сдвигу в сторону опережения момента закрытия впускного клапана.

5. Двигатель по п.1, в котором во время работы двигателя при низкой и средней нагрузке механизм EGR используется для подачи EGR-газа в камеру сгорания.

6. Двигатель по п.1, в котором во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке момент закрытия впускного клапана сдвигается в сторону опережения вплоть до предельного момента закрытия со стороны опережения вместе с нагрузкой на двигатель, которая становится более высокой.

7. Двигатель по п.6, в котором во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке, в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, управляется посредством изменения момента закрытия впускного клапана.

8. Двигатель по п.6, в котором во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке, в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, чем выше нагрузка на двигатель, тем выше устанавливается доля EGR.

9. Двигатель по п.8, в котором во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке, в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, чем выше нагрузка на двигатель, тем меньше становится степень открытия дроссельной заслонки.

10. Двигатель по п.6, в котором во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке, в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, доля EGR удерживается, по существу, постоянной, независимо от нагрузки на двигатель.

11. Двигатель по п.10, в котором во время работы двигателя при средней и высокой нагрузке, в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, степень открытия дроссельной заслонки удерживается, по существу, в постоянной степени открытия, более закрытой, чем полностью открытая, несмотря на нагрузку на двигатель.

12. Двигатель по п.6, в котором в области нагрузки, более высокой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, момент закрытия впускного клапана удерживается в предельном моменте закрытия со стороны опережения.

13. Двигатель по п.12, в котором в области нагрузки, более высокой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, степень открытия дроссельной заслонки устанавливается большей, когда нагрузка на двигатель становится более высокой.

14. Двигатель по п.10, в котором в области нагрузки, более высокой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны опережения, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, управляется посредством изменения момента закрытия впускного клапана.

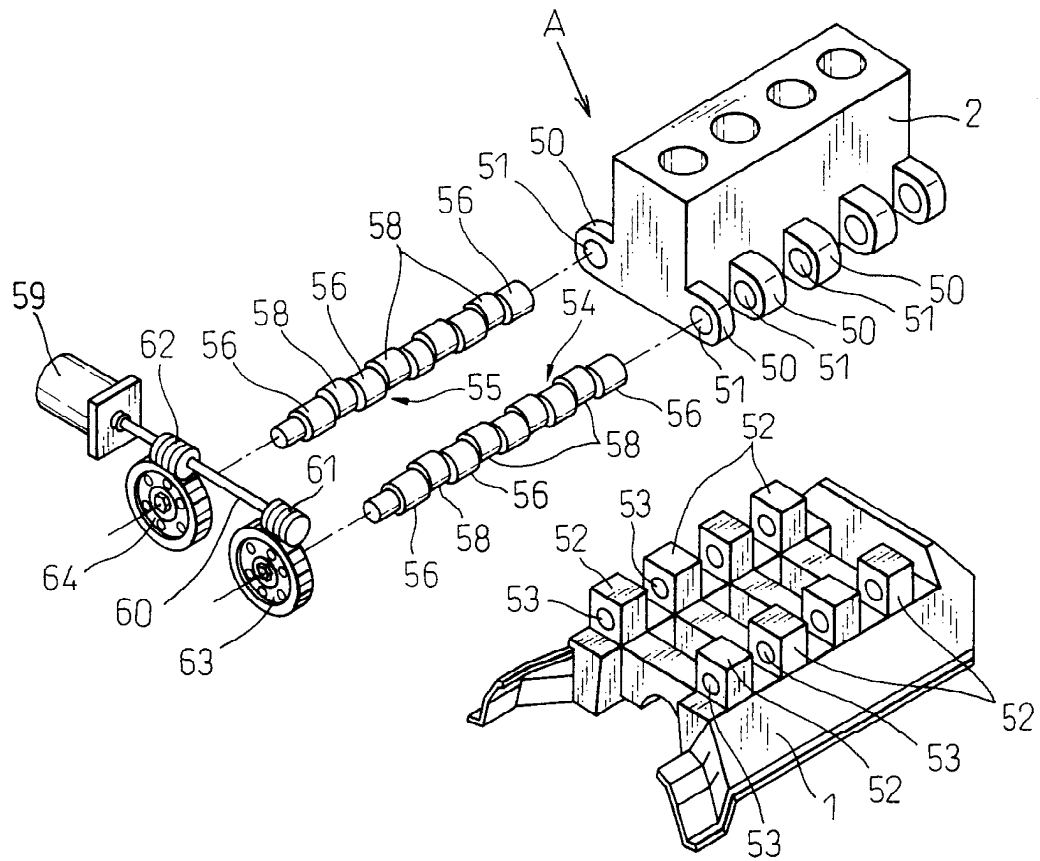
15. Двигатель по п.1, в котором во время работы двигателя при низкой нагрузке момент закрытия впускного клапана задерживается, когда нагрузка на двигатель становится более низкой, до предельного момента закрытия со стороны запаздывания, допуская управление объемом всасываемого воздуха, подаваемого в

камеру сгорания.

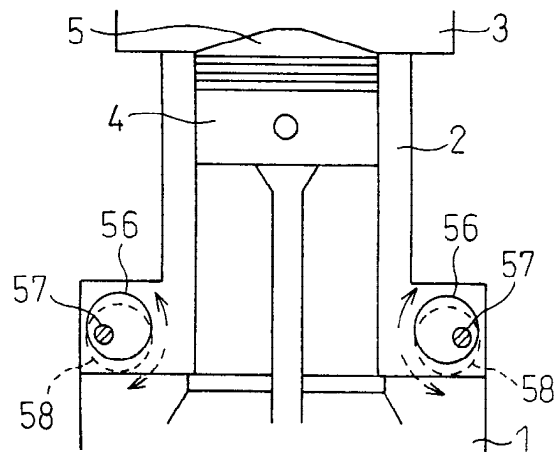
16. Двигатель по п.15, в котором в области нагрузки, более низкой, чем нагрузка на двигатель, когда момент закрытия впускного клапана достигает предельного момента закрытия со стороны запаздывания, объем всасываемого воздуха, подаваемого в камеру сгорания, управляется посредством изменения степени открытия дроссельной заслонки.

17. Двигатель по п.1, в котором во время работы двигателя при низкой нагрузке степень механического сжатия становится максимальной степенью механического сжатия.

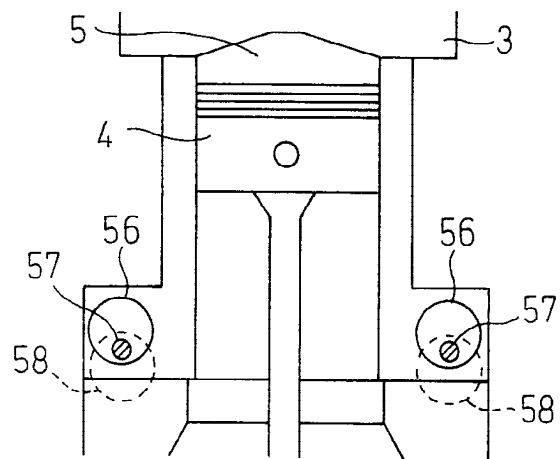
18. Двигатель по п.1, в котором во время работы двигателя при низкой нагрузке степень расширения становится равной 20 или более.



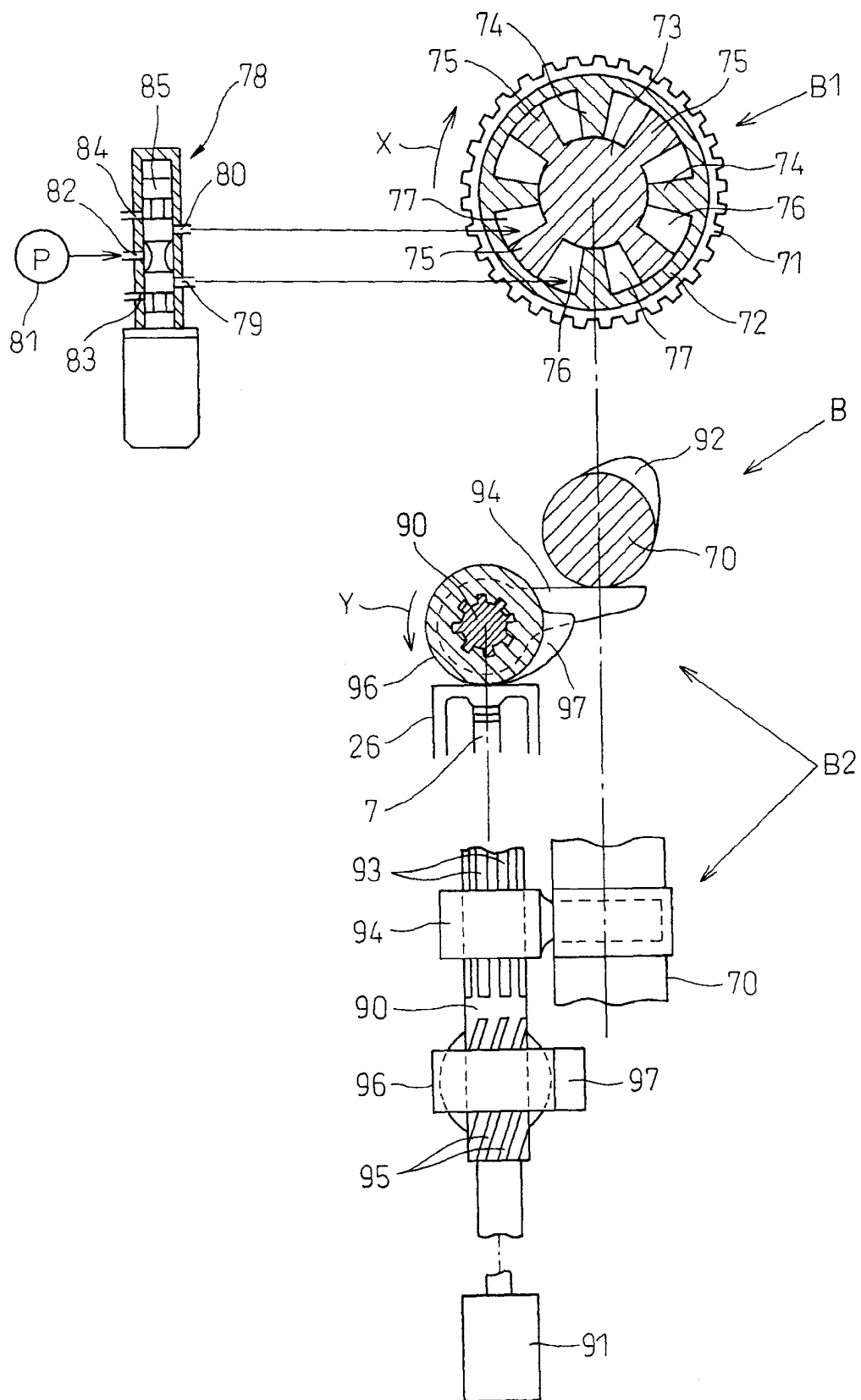
Фиг. 2



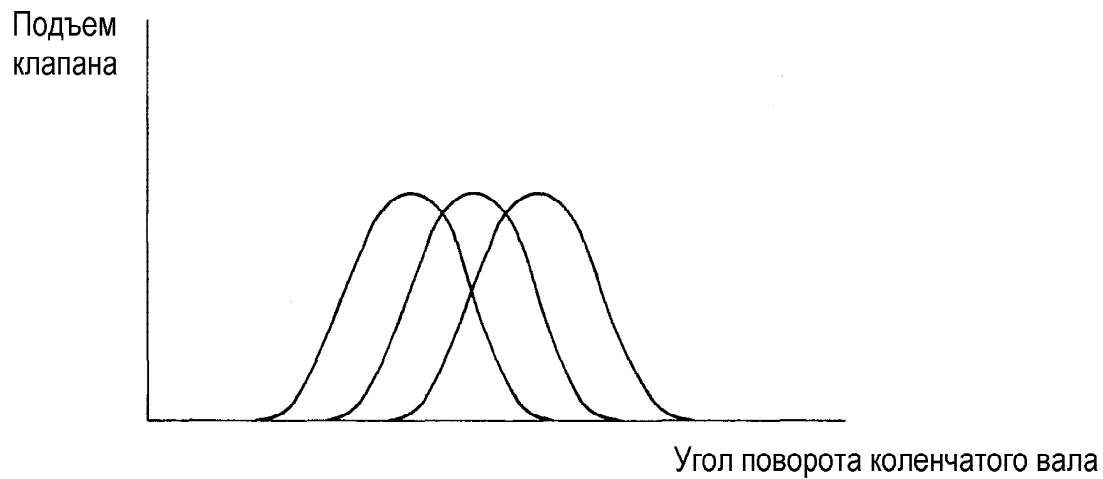
Фиг. 3А



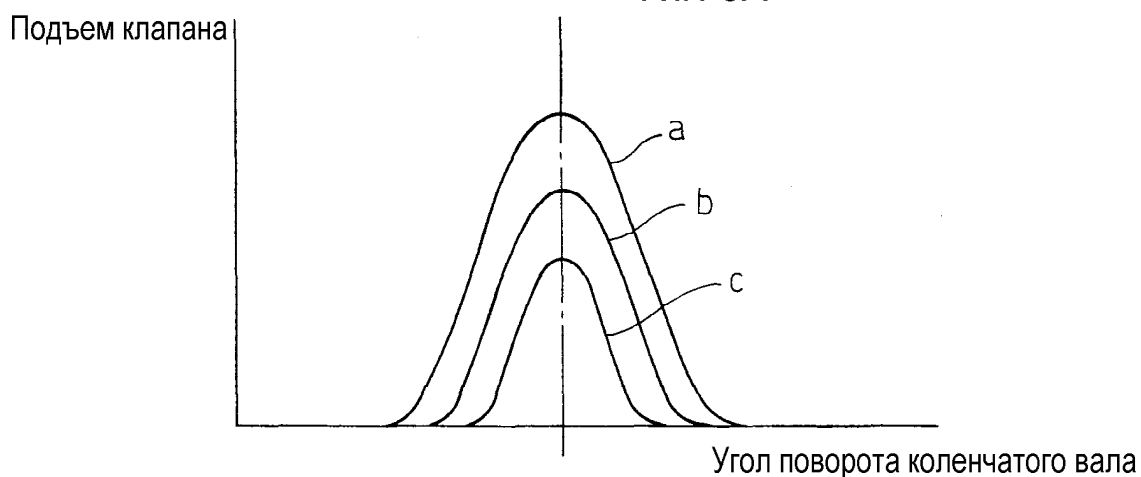
Фиг. 3В



Фиг. 4

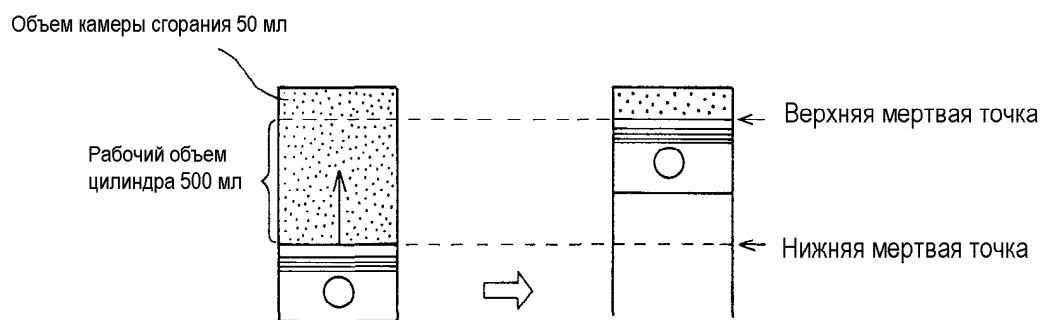


Фиг. 5А

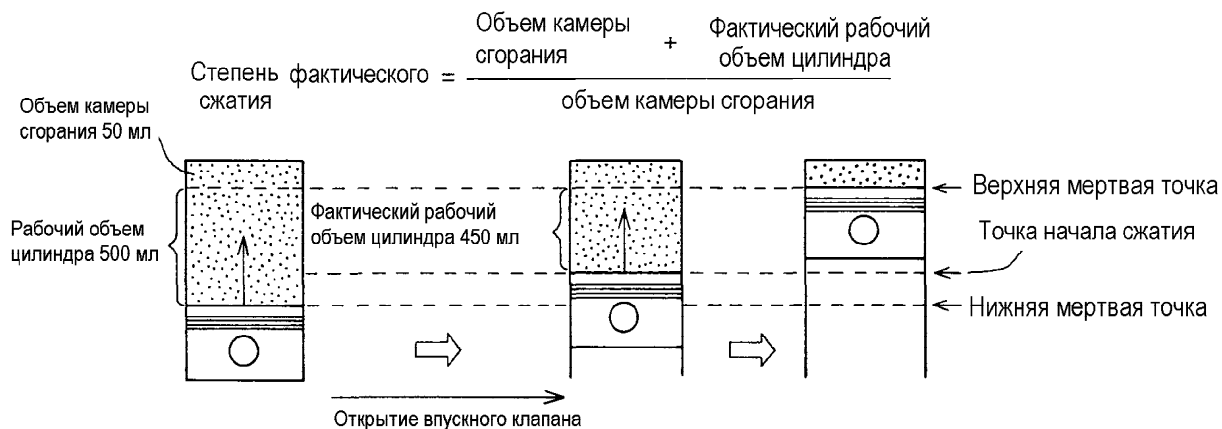


Фиг. 5В

$$\text{Степень механического сжатия} = \frac{\text{Объем камеры сгорания} + \text{Рабочий объем цилиндра}}{\text{объем камеры сгорания}}$$



Фиг. 6А



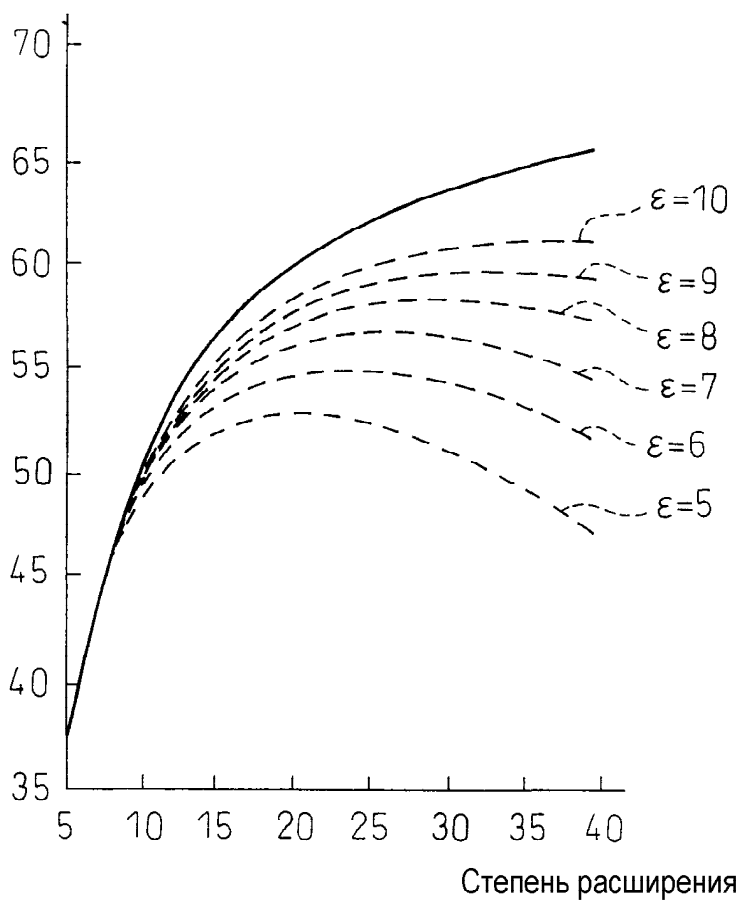
Фиг. 6В

Степень расширения = $\frac{\text{Объем камеры сгорания} + \text{Рабочий объем цилиндра}}{\text{объем камеры сгорания}}$

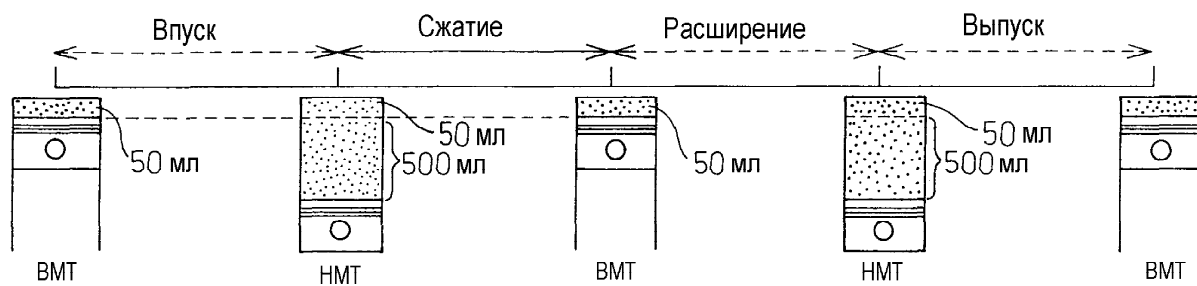


Фиг. 6С

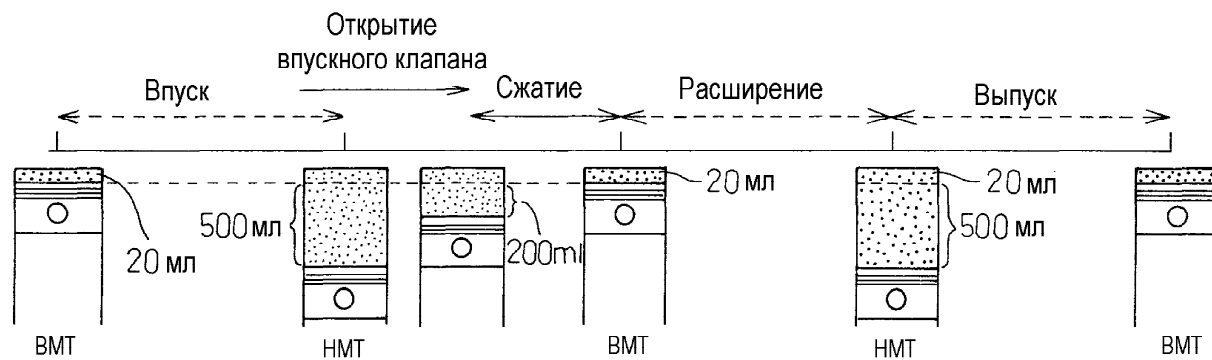
Теоретический термический КПД (%)



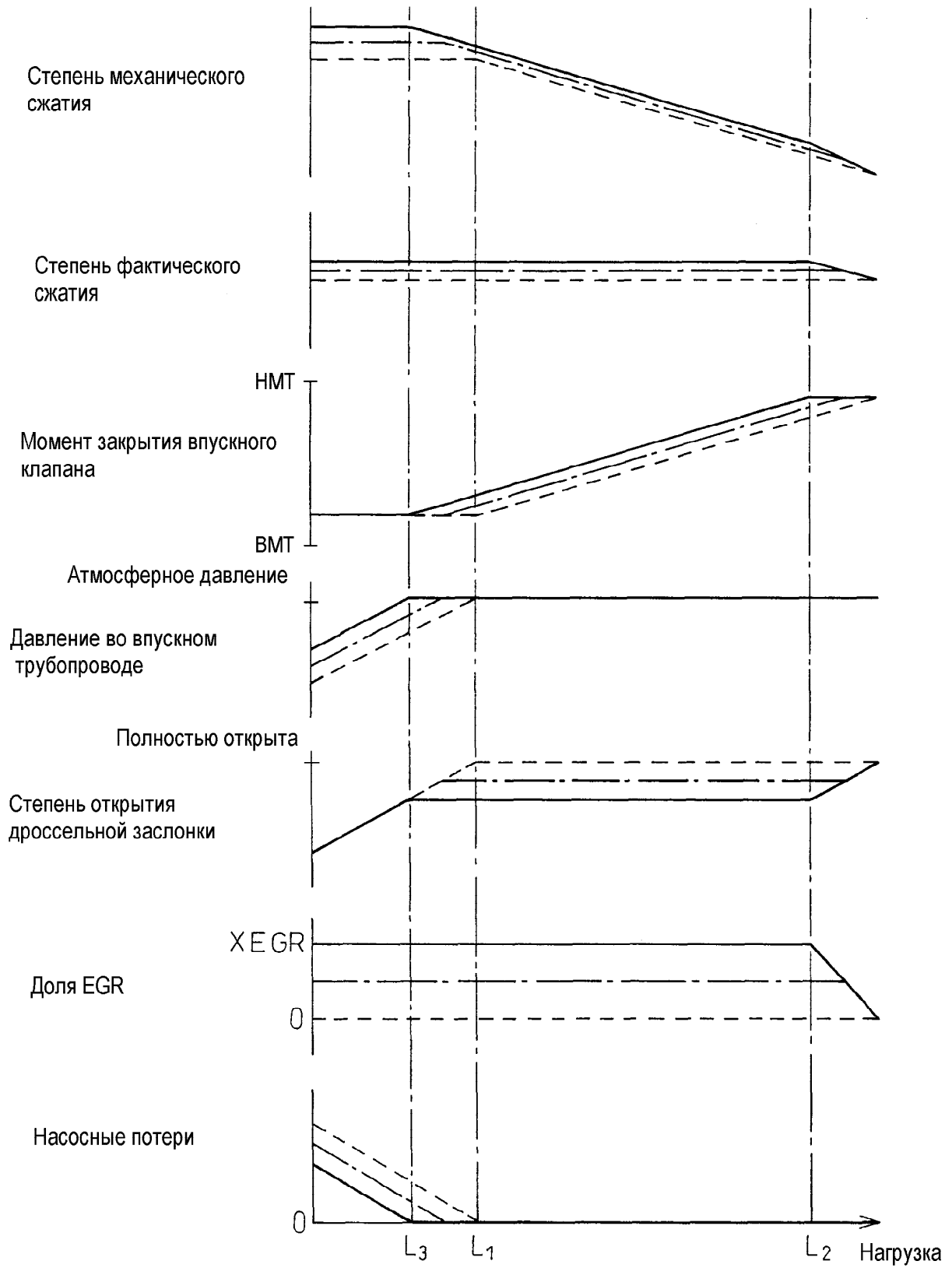
Фиг. 7



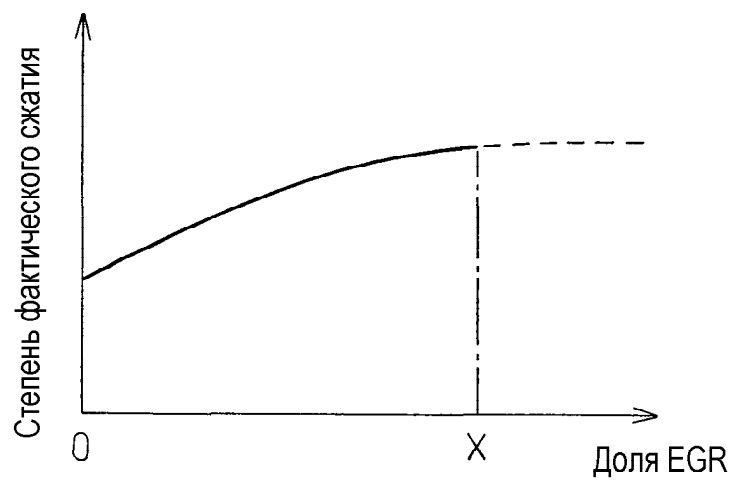
Фиг. 8А



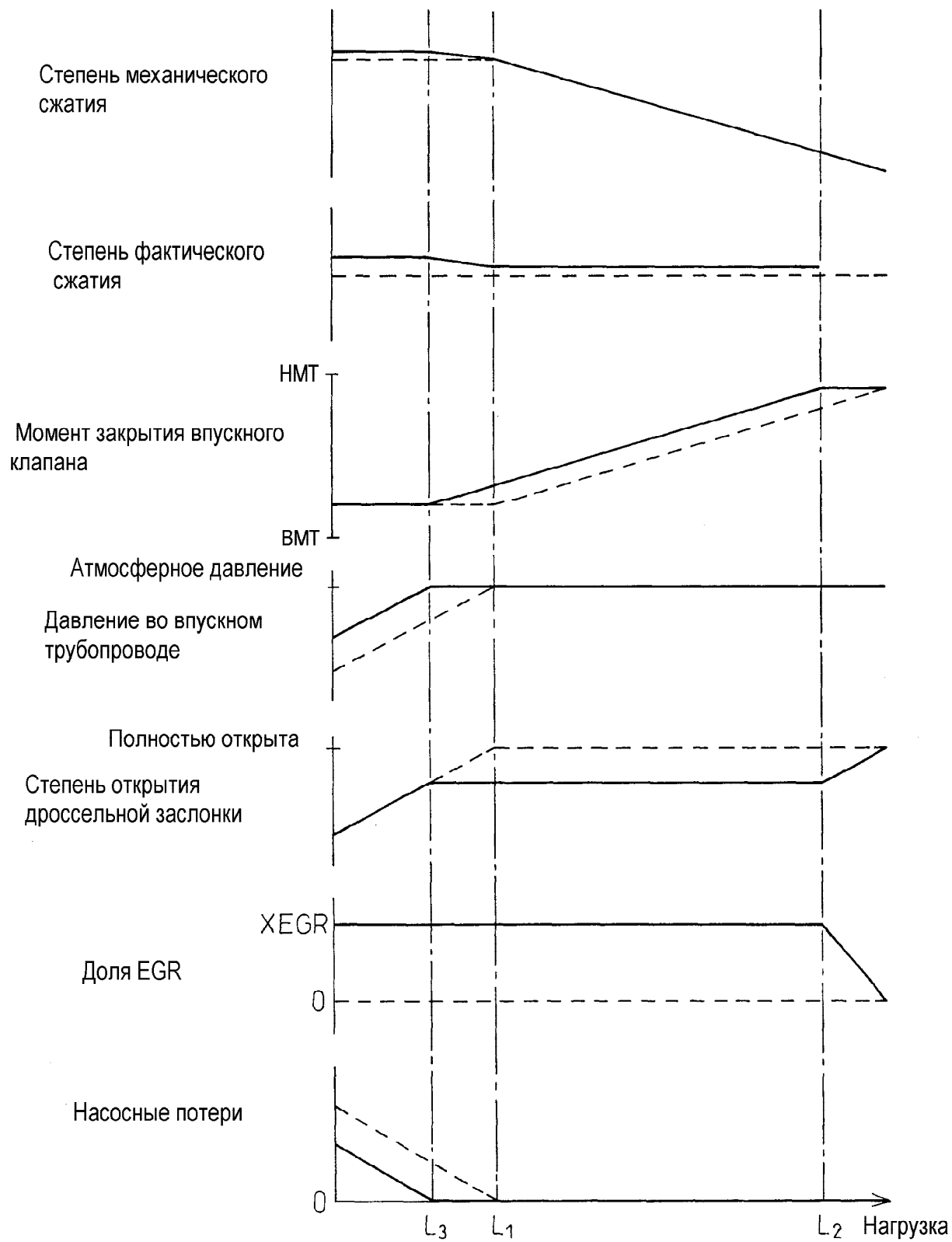
Фиг. 8В



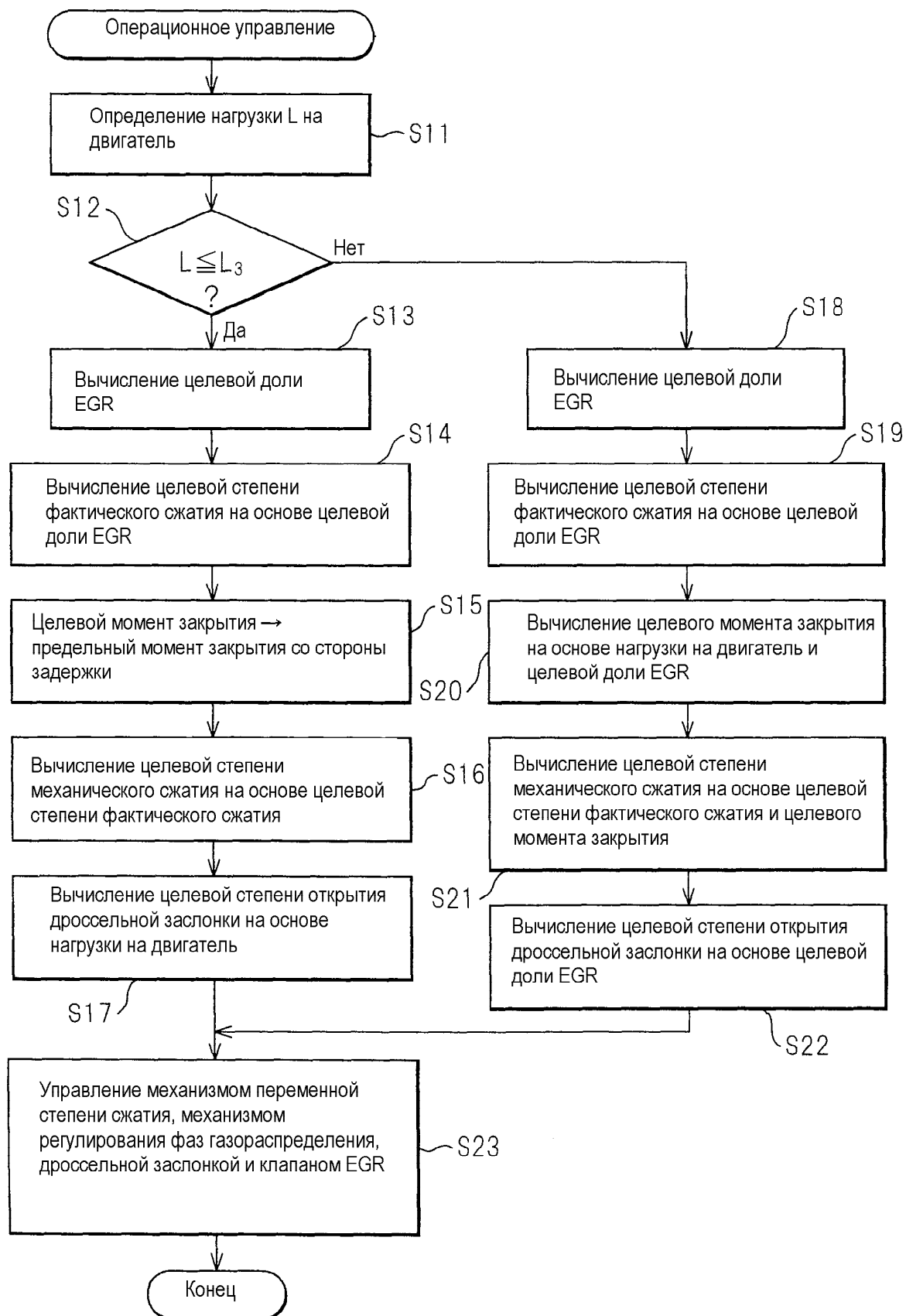
Фиг. 9



Фиг. 10



Фиг. 11



Фиг.12