



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: 2006101093/06, 14.06.2004

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
14.06.2004(30) Конвенционный приоритет:
20.06.2003 (пп.1-19) US 60/480,342

(43) Дата публикации заявки: 10.06.2006

(45) Опубликовано: 20.09.2007 Бюл. № 26

(56) Список документов, цитированных в отчете о
поиске: RU 2230206 C2, 10.06.2004. US 6543225
B2, 23.01.2003. RU 2170834 C1, 20.07.2001. RU
2053389 C1, 27.01.1996. DE 2247147 A,
11.04.1974. EP 1528234 A1, 04.05.2005. WO
90/15917 A1, 27.12.1990.(85) Дата перевода заявки РСТ на национальную фазу:
20.01.2006(86) Заявка РСТ:
US 2004/018567 (14.06.2004)(87) Публикация РСТ:
WO 2004/113700 (29.12.2004)

Адрес для переписки:
119034, Москва, Пречистенский пер., д.14,
стр.1, 4 этаж, "Гоулингз Интернэшнл Инк.",
пат.пов. В.Н.Дементьеву

(72) Автор(ы):
БРЭНИОН Дэвид П. (US),
ЮБЭНКС Джереми Д. (US)(73) Патентообладатель(и):
СКАДЕРИ ГРУП ЛЛС (US)

RU 2 306 444 C2

RU 2 306 444 C2

(54) ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ВАРИАНТЫ) И СПОСОБ СЖИГАНИЯ ГАЗА В НЕМ

(57) Реферат:

Изобретение относится к двигателям внутреннего сгорания с разделенным циклом. В изобретении предлагается двигатель (100), который имеет коленчатый вал (108), вращающийся относительно оси коленчатого вала (110) двигателя (100). Поршень (114) расширения введен со скольжением в цилиндр (104) расширения и оперативно соединен с коленчатым валом (108) так, что поршень (114) расширения совершает возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска четырехтактного цикла во время одного оборота

коленчатого вала (108). Поршень (116) сжатия введен со скольжением в цилиндр (106) сжатия и оперативно соединен с коленчатым валом (108) так, что поршень (116) сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия того же самого четырехтактного цикла во время того же самого оборота коленчатого вала (108). Отношение объемов цилиндра от НМТ до ВМТ для любого одного цилиндра (104) расширения и цилиндра (106) сжатия главным образом равно 40:1 или больше. Рассмотрен способ сжигания газа в двигателе. 3 н. и 17 з.п. ф-лы, 10 табл., 29 ил.



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY,
PATENTS AND TRADEMARKS

(51) Int. Cl.
F02B 33/22 (2006.01)

(12) ABSTRACT OF INVENTION

(21), (22) Application: 2006101093/06, 14.06.2004

(24) Effective date for property rights: 14.06.2004

(30) Priority:
20.06.2003 (cl.1-19) US 60/480,342

(43) Application published: 10.06.2006

(45) Date of publication: 20.09.2007 Bull. 26

(85) Commencement of national phase: 20.01.2006

(86) PCT application:
US 2004/018567 (14.06.2004)

(87) PCT publication:
WO 2004/113700 (29.12.2004)

Mail address:
119034, Moskva, Prechistsenskij per., d.14,
str.1, 4 ehtazh, "Goulingz Internehshnl
Ink.", pat.pov. V.N.Dement'evu

(72) Inventor(s):
BREhNION Dehvid P. (US),
JuBEhNKS Dzheremi D. (US)

(73) Proprietor(s):
SKADERI GRUP LLS (US)

(54) INTERNAL COMBUSTION ENGINE (VERSIONS) AND METHOD OF COMBUSTION OF GAS IN SUCH ENGINE

(57) Abstract:

FIELD: mechanical engineering.

SUBSTANCE: invention relates to internal combustion engines with divided cycle. Proposed engine 100 has crankshaft 108 rotating relative to axis of crankshaft 110 of engine 100. Expansion piston 114 is fitted for sliding into expansion cylinder 104 and is connected with crankshaft 208 so that expansion piston 114 reciprocates during working stroke and exhaust stroke of four-stroke cycle at one revolution of crankshaft 108. Compression piston 116 is fitted

for sliding into compression cylinder 106 and is connected with crankshaft 108 so that compression piston 116 reciprocates during intake and compression strokes of the same four-stroke cycle at the same revolution of crankshaft 108. ratio of cylinder capacities from BDC to TDC for any one expansion cylinder 104 and compression cylinder 106 is 40:1 or greater. Invention contains description of method of combustion of gas in this engine.

EFFECT: improved operation reliability.
20 cl, 10 tbl, 29 dwg

RU 2 306 444 C2

RU 2 306 444 C2

Текст описания представлен в факсимильном виде.

Настоящее изобретение в общем имеет отношение к созданию двигателей внутреннего сгорания. Более конкретно, настоящее изобретение имеет отношение к созданию двигателя с расщепленным циклом, имеющего два поршня, причем один поршень используют для такта впуска и такта сжатия, а другой поршень используют для такта расширения (или рабочего такта) и такта выпуска, причем все четыре такта завершают за один оборот коленчатого вала.

Предпосылки к созданию изобретения

Двигатели внутреннего сгорания относятся к группе устройств, в которых реагенты сгорания, например, окислитель и топливо, а также продукты сгорания служат в качестве рабочих жидкостей (рабочих тел) для двигателя. Основные компоненты двигателя внутреннего сгорания хорошо известны сами по себе и включают в себя блок цилиндров двигателя, головку блока цилиндров, цилиндры, поршни, клапаны, коленчатый вал и распредвал (распределительный вал). Головка блока цилиндров, цилиндры и верхние части поршней образуют камеры сгорания, в которые вводят топливо и окислитель (например, воздух) и в которых происходит сгорание. Такой двигатель получает свою энергию за счет теплоты, которая выделяется в ходе сгорания не химически активных рабочих жидкостей, например, смеси топлива с окислителем. Этот процесс протекает внутри двигателя и является частью термодинамического цикла устройства. Во всех двигателях внутреннего сгорания, полезную работу получают от горячих, газообразных продуктов сгорания, воздействующих непосредственно на движущиеся поверхности двигателя, такие как верхняя часть или головка поршня. Обычно, возвратно-поступательное движение поршней преобразуется при помощи шатунов во вращательное движение коленчатого вала.

Двигатели внутреннего сгорания (ИС) могут быть подразделены на двигатели с искровым зажиганием (SI) и с компрессионным воспламенением (CI). SI двигатели, то
5 есть типичные бензиновые двигатели, используют искровой разряд для воспламенения топливовоздушной смеси, в то время как теплота сжатия воспламеняет топливовоздушную смесь в CI двигателях, то есть в типичных дизельных двигателях.

10 Чаще всего применяемым двигателем внутреннего сгорания является четырехтактный двигатель, базовая концепция которого остается неизменной вот уже в течение более 100 лет. Это объясняется его простотой и выдающимися характеристиками в качестве первичного источника энергии на наземном транспорте и в различных
15 отраслях промышленности. В четырехтактном двигателе мощность получают за счет процесса сгорания в четырех отдельных движениях (тактах) поршня. Таким образом, четырехтактный двигатель определен здесь как двигатель, для которого требуются
20 четыре полных такта одного из нескольких поршней для получения одного такта расширения (или рабочего такта), то есть для получения каждого такта, в котором мощность передается на коленчатый вал.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 1-4, на которых показан примерный вариант известного ранее традиционного четырехтактного двигателя внутреннего
35 сгорания, обозначенного в общем виде позицией 10. Двигатель 10 содержит блок 12 цилиндров двигателя, имеющий цилиндр 14. Цилиндр 14 имеет такой размер, который позволяет ввести в него совершающий возвратно-поступательное движение поршень 16.
40 К верхней части цилиндра 14 прикреплена головка 18 блока цилиндров, которая содержит впускной клапан 20 и выпускной клапан 22. Дно головки 18 блока цилиндров, цилиндр 14 и верхняя часть (или головка 24) поршня 16 образуют камеру 26 сгорания. Во
45 время такта впуска (фиг. 1), топливовоздушная смесь поступает через впускной канал 28 и впускной клапан 20 в камеру 26 сгорания, в которой смесь воспламеняется при помощи

50

свечи 30 зажигания. Продукты сгорания позднее выпускаются через выпускной клапан 22 и выпускной канал 32 в такте выпуска (фиг. 4). Шатун 34 шарнирно прикреплен на его верхнем конце 36 к поршню 16. Коленчатый вал 38 содержит механически смещенный участок, называемый кривошипом (коленом) 40 коленчатого вала, который шарнирно прикреплен к нижнему концу 42 шатуна 34. Механическая связь шатуна 34 с поршнем 16 и с коленом 40 коленчатого вала служит для преобразования возвратно-поступательного движения (что показано стрелкой 44) поршня 16 во вращательное движение (что показано стрелкой 46) коленчатого вала 38. Коленчатый вал 38 механически связан (не показано) с впускным распредвалом 48 и с выпускным распредвалом 50, которые управляют открыванием и закрыванием впускного клапана 20 и выпускного клапана 22, соответственно. Цилиндр 14 имеет осевую линию (ось поршень-цилиндр) 52, которая является также осевой линией возвратно-поступательного движения поршня 16. Коленчатый вал 38 имеет центр вращения (ось коленчатого вала) 54.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 1, на которой показано, что когда впускной клапан 20 открыт, поршень 16 сначала опускается (как это показано стрелкой 44) в такте впуска. Заданная масса воспламеняющейся смеси топлива (например, бензиновых паров) и воздуха всасывается в камеру 26 сгорания за счет созданного частичного вакуума. Поршень продолжает опускаться, пока он не дойдет до своей нижней мертвой точки (НМТ), то есть той точки, в которой поршень наиболее удален от головки 18 блока цилиндров.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 2, на которой показано, что когда оба впускной 20 и выпускной 22 клапаны закрыты, смесь сжимается, по мере того, как поршень 16 поднимается (что показано стрелкой 44) в такте сжатия. В конце этого такта, при приближении к верхней мертвой точке (ВМТ), то есть к той точке, в которой

поршень 16 наиболее близок к головке 18 блока цилиндров, объем смеси сжимается в этом варианте до одной восьмой его первоначального объема (при степени сжатия 8 : 1).

5 Когда поршень приближается к ВМТ, создается искровой разряд в зазоре свечи зажигания (30), который инициирует сгорание смеси.

10 Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 3, на которой показан следующий рабочий такт, когда оба клапана 20 и 22 все еще закрыты. Поршень 16 движется в направлении вниз (что показано стрелкой 44), в направлении нижней мертвой точки
15 (НМТ), за счет расширения газообразных продуктов сгорания, которые оказывают давление на головку 24 поршня 16. Начало сгорания в традиционном двигателе 10
20 обычно происходит несколько раньше того момента, когда поршень 16 доходит до ВМТ, для того, чтобы повысить кпд. Когда поршень 16 доходит до ВМТ, имеется существенный объем 60 зазора между дном головки 18 блока цилиндров и головкой 24
25 поршня 16.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 4, на которой показано, что во время такта
30 выпуска поднимающийся поршень 16 принудительно удаляет отработанные продукты сгорания через открытый выпускной (или выхлопной) клапан 22. После этого описанный цикл повторяется. Для этого известного четырехтактного двигателя 10, четыре такта
35 каждого поршня 16, то есть такт впуска, такт сжатия, такт расширения и такт выпуска, а также два оборота коленчатого вала 38 требуются для того, чтобы завершить цикл, то
40 есть создать один рабочий такт.

Полный термодинамический кпд типичного четырехтактного двигателя 10
45 составляет всего только около одной третьей (1/3). Таким образом, приблизительно 1/3 энергии топлива подводится к коленчатому валу в виде полезной работы, 1/3 теряется как отходящая теплота, и 1/3 теряется при выпуске. Более того, при жестких требованиях
50 на выбросы и при необходимости повышения кпд, изготовители двигателей склоняются

к использованию технологии сгорания обедненного топлива, как к пути повышения КПД.

Однако, технология сгорания обедненного топлива не совместима с использованием

5 трехпутевого (*three-way*) каталитического преобразователя (каталитического дожигателя выхлопных газов), причем увеличенные при таком подходе NO_x выбросы приходится обрабатывать дополнительно.

10

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 5, на которой показана альтернатива описанного выше традиционного четырехтактного двигателя, в виде четырехтактного
15 двигателя с расщепленным циклом. Двигатель с расщепленным циклом раскрыт в целом в патенте США No. 6,543,225, который является ближайшим аналогом настоящего изобретения.

20

Примерный вариант двигателя с расщепленным циклом обозначен в общем виде позицией 70. Двигатель 70 с расщепленным циклом заменяет два смежных цилиндра
25 традиционного четырехтактного двигателя комбинацией одного цилиндра 72 сжатия и одного цилиндра 74 расширения. Эти два цилиндра 72, 74 будут выполнять свои соответствующие функции в течение одного оборота коленчатого вала 76. Впускной заряд всасывается в цилиндр 72 сжатия через типичные клапаны 78 тарельчатого типа. Поршень 73 цилиндра сжатия будет сжимать заряд и направлять заряд через переходной
30 канал 80, который действует как впускной канал для цилиндра 74 расширения. Стопорный клапан 82 на впуске используют для исключения обратного потока из переходного канала 80. Клапан (клапаны) 84 на выпуске переходного канала 80
40 управляют поступлением потока сжатого впускного заряда в цилиндр 74 расширения. Свеча 86 зажигания будет срабатывать вскоре после поступления впускного заряда в цилиндр 74 расширения, причем результирующее сгорание будет перемещать вниз поршень 75 цилиндра расширения. Выхлопные газы будут выпускаться из цилиндра
45 расширения через тарельчатые клапаны 88.

50

В концепции двигателя с расщепленным циклом, геометрические параметры двигателя (то есть диаметр цилиндра, ход поршня, длина шатуна, степень сжатия, и т.п.)
5 для цилиндров сжатия и расширения главным образом не зависят друг от друга. Например, кривошипы 90, 92 для каждого цилиндра могут иметь различные радиусы и могут быть смещенными по фазе друг от друга, причем верхняя мертвая точка (ВМТ)
10 поршня 75 цилиндра расширения может достигаться раньше ВМТ поршня 73 цилиндра сжатия. Эта независимость позволяет двигателю с расщепленным циклом потенциально
15 обеспечивать более высокие уровни кпд, чем ранее описанные здесь типичные четырехтактные двигатели.

Однако, в двигателе с расщепленным циклом имеется множество геометрических
20 параметров и комбинаций параметров. Поэтому необходима оптимизация этих параметров, чтобы максимально повысить кпд двигателя.

25 Таким образом, имеется необходимость улучшения четырехтактного двигателя внутреннего сгорания, чтобы повысить его кпд и понизить уровни выбросов NO_x .

30 Краткое изложение изобретения

В соответствии с настоящим изобретением обеспечиваются преимущества и предлагаются альтернативы по сравнению с известным уровнем техники, за счет
35 создания двигателя с расщепленным циклом, с которым важные параметры оптимизированы с целью получения более высокого кпд и лучших характеристик. Оптимизированные параметры включают в себя по меньшей мере один параметр,
40 выбранный из группы, в которую входят степень расширения, степень сжатия, фазировка верхней мертвой точки, время открытого состояния переходного клапана и перекрытие
45 открытого состояния переходного клапана и акта сгорания.

Эти и другие преимущества достигнуты за счет создания двигателя в
50 соответствии с настоящим изобретением. Поршень расширения введен со скольжением

в цилиндр расширения и оперативно (в рабочем состоянии) соединен с коленчатым валом, так что поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение в
5 ходе рабочего такта и такта выпуска четырехтактного цикла, во время одного оборота коленчатого вала. Поршень сжатия введен со скольжением в цилиндр сжатия и оперативно соединен с коленчатым валом, так что поршень сжатия совершает возвратно-
10 поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия того же самого четырехтактного цикла, во время того же самого оборота коленчатого вала. Отношение
15 объемов цилиндра от НМТ до ВМТ для любого одного цилиндра расширения и цилиндра сжатия составляет главным образом 40 : 1 или больше.

20 В соответствии с первым альтернативным вариантом осуществления настоящего изобретения, поршень расширения и поршень сжатия двигателя имеют фазировку ВМТ, соответствующую главным образом 50° угла поворота коленчатого вала или меньше.

25 В соответствии с другим альтернативным вариантом осуществления настоящего изобретения, двигатель содержит коленчатый вал, вращающийся относительно оси коленчатого вала двигателя. Поршень расширения введен со скольжением в цилиндр
30 расширения и оперативно соединен с коленчатым валом, так что поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска
35 четырехтактного цикла, во время одного оборота коленчатого вала. Поршень сжатия введен со скольжением в цилиндр сжатия и соединен с коленчатым валом, так что
40 поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия того же самого четырехтактного цикла, во время того же самого оборота коленчатого вала. Переходной канал соединяет цилиндры сжатия и расширения.
45 Переходной канал содержит впускной клапан и переходной клапан, образующие напорную камеру между собой. Переходной клапан имеет время открытого состояния

50

переходного клапана, соответствующее главным образом 69° угла поворота коленчатого вала или меньше.

5 В соответствии с еще одним вариантом осуществления настоящего изобретения, двигатель содержит коленчатый вал, вращающийся относительно оси коленчатого вала
двигателя. Поршень расширения введен со скольжением в цилиндр расширения и
10 оперативно соединен с коленчатым валом, так что поршень расширения совершает
возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска
15 четырехтактного цикла, во время одного оборота коленчатого вала. Поршень сжатия
введен со скольжением в цилиндр сжатия и соединен с коленчатым валом, так что
поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и
20 такта сжатия того же самого четырехтактного цикла, во время того же самого оборота
коленчатого вала. Переходной канал соединяет цилиндры сжатия и расширения.
25 Переходной канал содержит впускной клапан и переходной клапан, образующие
напорную камеру между собой. Переходной клапан остается открытым во время по
меньшей мере части акта сгорания в цилиндре расширения.
30

Краткое описание чертежей

На фиг. 1 схематично показан известный традиционный четырехтактный
35 двигатель внутреннего сгорания во время такта впуска.

На фиг. 2 схематично показан известный двигатель фиг. 1 во время такта сжатия.

40 На фиг. 3 схематично показан известный двигатель фиг. 1 во время рабочего
тактa.

На фиг. 4 схематично показан известный двигатель фиг. 1 во время такта выпуска.

45 На фиг. 5 схематично показан известный ранее четырехтактный двигатель
внутреннего сгорания с расщепленным циклом.

50

На фиг. 6 схематично показан примерный вариант четырехтактного двигателя внутреннего сгорания с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением во время такта впуска.

На фиг. 7 схематично показан двигатель с расщепленным циклом фиг. 6 во время частичного сжатия такта сжатия.

На фиг. 8 схематично показан двигатель с расщепленным циклом фиг. 6 во время полного сжатия такта сжатия.

На фиг. 9 схематично показан двигатель с расщепленным циклом фиг. 6 во время начала акта сгорания.

На фиг. 10 схематично показан двигатель с расщепленным циклом фиг. 6 во время рабочего такта.

На фиг. 11 схематично показан двигатель с расщепленным циклом фиг. 6 во время такта выпуска.

На фиг. 12А схематично показан GT-Power графический интерфейс пользователя для компьютерной модели традиционного двигателя, который был использован в сравнительном компьютеризированном анализе.

На фиг. 12В приведено определение позиций (элементов) традиционного двигателя фиг. 12А.

На фиг. 13 показана типичная кривая выделения теплоты по Вибу.

На фиг. 14 показан график рабочих параметров традиционного двигателя фиг. 12А.

На фиг. 15А схематично показан GT-Power графический интерфейс пользователя для компьютерной модели двигателя с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением, который был использован в компьютеризированном анализе.

50

На фиг. 15B приведено определение позиций (элементов) двигателя с расщепленным циклом фиг. 15A

5 На фиг. 16 схематично показана MSC. ADAMS[®] диаграмма модели двигателя с расщепленным циклом фиг. 15A.

10 На фиг. 17 показан график положений поршня сжатия и поршня расширения и состояний (моментов срабатывания) клапанов для двигателя с расщепленным циклом фиг. 15A.

15 На фиг. 18 показан график некоторых начальных рабочих параметров двигателя с расщепленным циклом фиг. 15A.

20 На фиг. 19 показана диаграмма логарифма объема относительно логарифма давления для традиционного двигателя.

25 На фиг. 20 показана диаграмма объем - давление для рабочего цилиндра двигателя с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением.

30 На фиг. 21 показан график сравнения номинальных термических КПД традиционного двигателя и различных двигателей с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением.

35 На фиг. 22 показана диаграмма CFD прогнозирования положения фронта распространения пламени между переходным клапаном и поршнем расширения для случая 35 % перекрытия сгорания.

40 На фиг. 23 показана диаграмма CFD прогнозирования положения фронта распространения пламени между переходным клапаном и поршнем расширения для случая 5 % перекрытия сгорания.

45 На фиг. 24 показан график CFD прогнозирования NO_x выбросов для традиционного двигателя, а также для двигателя с расщепленным циклом, для случая 5
50 % перекрытия сгорания и для случая 35 % перекрытия сгорания.

На фиг. 25 показан график осевой нагрузки поршня расширения для двигателя с расщепленным циклом.

5 На фиг. 26 показан график зависимости номинальной мощности и термического КПД от степени сжатия для двигателя с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением.

10 На фиг. 27 показан график зависимости номинальной мощности и термического КПД от степени расширения для двигателя с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением.

15 На фиг. 28 показан график зависимости номинальной мощности и термического КПД от фазировки ВМТ для двигателя с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением.

20 На фиг. 29 показан график зависимости номинальной мощности и термического КПД от времени открытого состояния переходного клапана для двигателя с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением.

30 Подробное описание изобретения

I. Глоссарий

35 Для сведения предлагается следующий глоссарий акронимов и определений терминов, которые использованы в описании настоящего изобретения.

40 Отношение воздух / топливо: пропорция воздуха к топливу во впускном заряде.

Нижняя мертвая точка (НМТ): самое дальнее положение поршня от головки блока цилиндров, при котором получают самый большой объем камеры сгорания в цикле.

45 Среднее эффективное тормозное давление (ВМЕР): выходной тормозной момент двигателя, выраженный через МЕР значение. Равно тормозному моменту, поделенному на перемещение двигателя.

50

Тормозная мощность: развиваемая двигателем мощность на выходном валу.

5 Тормозной термический КПД (ВТЕ): имеет отношение к параметрам, полученным при измерении момента вращения на выходном валу двигателя. Это рабочий параметр, полученный за вычетом потерь за счет трения. Таким образом, $ВТЕ = ИТЕ - \text{трение}$.

10 Перекрытие сгорания: процент полного акта сгорания (то есть от точки 0 % сгорания до точки 100 % сгорания), который завершен к моменту закрывания переходного клапана.

15 Тормозной момент: момент вращения на выходном валу двигателя.

20 Угол поворота коленчатого вала (СА): угол поворота колена коленчатого вала, типично связанный с его положением при совмещении с проточкой цилиндра.

25 Вычислительная гидродинамика (CFD): средство решения комплексных проблем потока жидкости путем разделения режима течения на большое число мелких элементов, для которых затем может быть найдено решение, чтобы определить параметры потока, теплопередачу и другие характеристики, связанные с течением.

30 Закись углерода (угарный газ) (СО): загрязняющее вещество, подпадающее под действие ограничивающих требований, токсичное для человека, продукт неполного окисления углеводородного топлива.

35 Длительность сгорания: в описании настоящего изобретения определена как интервал углов поворота коленчатого вала между точками 10 % и 90 % сгорания, от начала акта сгорания. Известна также как скорость сгорания. Смотри кривую выделение
40 теплоты по Вибу на фиг. 13.

45 Акт сгорания: процесс сгорания топлива, типично в камере расширения двигателя.

50 Степень сжатия: отношение объема цилиндра сжатия в НМТ к объему цилиндра сжатия в ВМТ

Закрывание переходного клапана (XVC)

Открывание переходного клапана (XVO)

5 Смещение цилиндра: линейное расстояние между осью проточки цилиндра и осью коленчатого вала.

Рабочий объем цилиндра (перемещаемый объем): определен как объем, который
10 поршень перемещает (вытесняет) при своем движении от НМТ до ВМТ. Математически, если ход поршня определить как расстояние от НМТ до ВМТ, то рабочий объем
15 цилиндра (V_d) равен $\pi/4 * \text{диаметр проточки цилиндра}^2 * \text{величина хода}$. Степенью сжатия (CR) тогда будет отношение объема камеры сгорания в НМТ к объему камеры сгорания в ВМТ. Объем камеры сгорания в ВМТ называют объемом зазора, или V_{cl} .

20

$$V_d = \pi/4 * \text{проточка цилиндра}^2 * \text{величина хода}$$

$$CR = (V_d + V_{cl})/V_{cl}$$

25

Закрывание выпускного клапана (EVC).

Открывание выпускного клапана (EVO).

30

Степень расширения: термин, эквивалентный степени сжатия, но для цилиндра расширения. Отношение объема цилиндра расширения в НМТ к объему цилиндра расширения в ВМТ.

35

Среднее эффективное давление трения (FMER): уровень трения, выраженный в терминах МЕР (эффективного давления трения). Не может быть определено
40 непосредственно из кривой давления в цилиндре. Обычным путем определения является вычисление NIMER из кривой давления в цилиндре, вычисление BMER из момента вращения, измеренного динамометром, и затем вычисление разности как трения или
45 FMER.

Графический интерфейс пользователя (GUI)

50

Номинальное среднее эффективное давление (IMEP): получают за счет интегрирования площади внутри P-dV кривой; также равно номинальному вращающему
5 моменту двигателя, поделенному на рабочий объем цилиндров. На самом деле, все номинальные значения вращающего момента и мощности являются производными от этого параметра. Этот параметр отображает также постоянный уровень давления в ходе
10 рабочего такта, который позволяет получить такую же выходную мощность двигателя, что и действительная кривая давления. Этот параметр может быть выражен как номинальное нетто давление (NIMEP) или номинальное брутто давление (GIMEP);
15 однако, если специально не оговорено иное, подразумевают NIMEP.

Номинальный термический КПД (ITE): термический КПД, основанной на
20 номинальной (нетто) мощности.

Закрывание впускного клапана (IVC)

25 Открывание впускного клапана (IVO)

Среднее эффективное давление: давление, которое должно быть приложено к поршню в ходе рабочего такта, чтобы получить такую же выходную мощность, как и в
30 действительном цикле. Этот параметр также является пропорциональным выходному моменту вращения на (одно) перемещение.

35 NOx: различные химические разновидности оксида азота, главным образом NO и NO₂. Загрязняющее вещество, подпадающее под действие ограничивающих требований, и предшественник смога. Создается за счет воздействия на среду, содержащую кислород
40 и азот (то есть на воздух), очень высоких температур.

Пиковое давление в цилиндре (PCP): максимальное давление, достигнутое внутри
45 камеры сгорания во время цикла двигателя.

Префиксы:

50

- Мощность, момент вращения, МЕР, термический КПД и другие термины могут иметь следующие квалификационные префиксы:

5 Номинальная: относится к мощности, отдаваемой (выделяемой) в верхней части поршня, ранее учета потерь на трение.

10 Номинальная брутто: относится к мощности, отдаваемой в верхней части поршня, с учетом только такта сжатия и рабочего такта.

15 Номинальная нетто: (который также интерпретируют как "номинальный", если специально не оговорено иное): относится к мощности, отдаваемой в верхней части поршня, с учетом всех четырех тактов цикла: сжатия, расширения, выпуска и впуска.

20 Нагнетаемая: относится к выходной мощности двигателя, с учетом только тактов впуска и выпуска. В этом описании, положительная работа нагнетания означает работу на выходе (производительность) двигателя, в то время как отрицательная работа нагнетания означает работу, потребляемую двигателем для осуществления тактов выпуска и впуска.

30 Из этих определений следует, что:

Номинальная нетто = Номинальная брутто + Нагнетаемая.

Тормозная = Номинальная нетто – трение.

35 Среднее эффективное давление нагнетания (PMEP): номинальное МЕР, связанное с тактами выпуска и впуска. Мера для измерения мощности, потребляемой в процессе
40 наполнения двигателя. Однако, правило знаков, показывающее, что это значение является положительным, означает, что работа производится на коленчатом валу во время петли насосных ходов. (Можно получить положительное значение для РМЕР, если
45 используют двигатель с турбонаддувом или с другим наддувом.)

50 С искровым зажиганием (SI): относится к двигателю, в котором акт сгорания инициируется за счет электрической искры внутри камеры сгорания.

Верхняя мертвая точка (ВМТ): самое близкое положение к головке блока цилиндров, до которого поршень доходит в цикле; в этом положении обеспечивается
5 самый малый объем камеры сгорания.

Фазировка ВМТ (которая также может быть выражена как фазовый угол между цилиндрами сжатия и расширения (см. позицию 172 фиг. 6)): смещение при вращении, в
10 градусах, между кривошипами (коленами коленчатого вала) для двух цилиндров. Смещение ноль градусов означает, что кривошипы параллельны, в то время как
15 смещение 180° означает, что они находятся на противоположных сторонах коленчатого вала (то есть один находится вверху, в то время как другой находится внизу).

Термический КПД: отношение выходной мощности к скорости ввода энергии
20 топлива. Этот параметр может быть задан как тормозной (BTE) или номинальный (ITE) термический КПД, в зависимости от того, какой параметр мощности используют в
25 числителе.

V_p : средняя скорость поршня: средняя скорость поршня в цикле. Может быть
30 выражена математически как $2 * \text{ход поршня} * \text{скорость двигателя}$.

Время открытого состояния клапана : интервал углов поворота коленчатого вала между моментом открывания клапана и моментом закрывания клапана.
35

Срабатывание клапана: процесс открывания и закрывания клапана для выполнения задачи.
40

Коэффициент заполнения: отношение массы заряда (воздуха и топлива), захваченной в цилиндре после закрывания впускного клапана, к массе заряда, которая
45 заполняет рабочий объем цилиндра в некоторых образцовых условиях. Образцовыми условиями обычно являются либо условия окружающей среды, либо условия впускного коллектора. (Последнее обычно используют на двигателях с турбонаддувом.)
50

Широко открытая дроссельная заслонка (WOT): относится к максимально достижимой выходной мощности для дросселируемого (SI) двигателя при заданной скорости.

II. Проведение компьютеризированного анализа

Компьютеризированный анализ был выполнен фирмой Scuderì Group, LLC. Он предусматривает конструирование компьютерной модели, которая отображает различные варианты двигателя с расщепленным циклом, для сравнения с компьютерной моделью традиционного четырехтактного двигателя внутреннего сгорания, имеющего такую же захваченную массу в цикле. Компьютеризированный анализ позволил предложить примерные варианты двигателя с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением.

III. Варианты двигателя с расщепленным циклом, полученные при помощи компьютеризированного анализа

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 6-11, на которых показан примерный вариант четырехтактного двигателя внутреннего сгорания в соответствии с настоящим изобретением, обозначенного в общем виде позицией 100. Двигатель 100 содержит блок 102 цилиндров двигателя, имеющий цилиндр 104 расширения (или силовой цилиндр) и цилиндр 106 сжатия. Коленчатый вал 108 установлен с возможностью вращения относительно оси коленчатого вала 110 (идушей перпендикулярно к плоскости чертежа).

Блок 102 цилиндров двигателя представляет собой основной конструктивный элемент двигателя 100 и идет вверх от коленчатого вала 108 до соединения с головкой 112 блока цилиндров. Блок 102 цилиндров двигателя служит в качестве рамной конструкции двигателя 100 и обычно имеет опорную монтажную подушку, при помощи которой двигатель опирается на шасси (не показано). Блок 102 цилиндров двигателя обычно представляет собой отливку с соответствующими обработанными на станке поверхностями и резьбовыми отверстиями для крепления головки 112 блока цилиндров и других узлов двигателя 100.

Цилиндры 104 и 106 имеют отверстия главным образом круглого поперечного сечения, и идут насквозь через верхнюю часть блока 102 цилиндров двигателя. Диаметр цилиндров 104 и 106 известен как диаметр проточки цилиндра. Внутренние стенки цилиндров 104 и 106 расточены и отполированы, так что они образуют гладкие, точные опорные поверхности, позволяющие соответственно вводить (со скольжением) поршень 114 расширения (или силовой поршень) и поршень 116 сжатия.

Поршень 114 расширения совершает возвратно-поступательное движение вдоль первой оси 113 поршень - цилиндр расширения, а поршень сжатия 116 совершает возвратно-поступательное движение вдоль второй оси 115 поршень - цилиндр сжатия. В этом варианте, цилиндры 104 и 106 расширения и сжатия смещены относительно оси 110 коленчатого вала. То есть первая и вторая оси 113 и 115 поршень-цилиндр проходят с противоположных сторон оси 110 коленчатого вала, без пересечения оси 110 коленчатого вала. Однако специалисты легко поймут, что двигатели с расщепленным циклом без смещения оси поршень-цилиндр не выходят за рамки настоящего изобретения.

Поршни 114 и 116 обычно представляют собой цилиндрические отливки или поковки из стали или сплава алюминия. Верхние закрытые концы, то есть верхние части

поршней 114 и 116 расширения и сжатия образуют соответственно первую и вторую головки 118 и 120. Внешние поверхности поршней 114, 116 обычно обработаны на
5 станке таким образом, чтобы плотно входить в соответствующую проточку цилиндра и обычно имеют канавки для введения поршневых колец (не показаны), которые уплотняют зазор между поршнями и стенками цилиндра.

10 Первый и второй шатуны 122 и 124 шарнирно соединены на своих соответствующих верхних концах 126 и 128 с поршнями 114 и 116 расширения и сжатия.

15 Коленчатый вал 108 содержит пару механически смещенных участков, называемых первым и вторым коленом (кривошипом) 130 и 132, которые шарнирно соединены соответственно с нижними противоположными концами 134 и 136 первого и второго
20 шатунов 122 и 124. Механические связи шатунов 122 и 124 с поршнями 114, 116 и с коленами 130, 132 коленчатого вала служат для преобразования возвратно-
25 поступательного движения поршней (показанного стрелкой 138 для поршня 114 расширения и стрелкой 140 для поршня 116 сжатия) во вращательное движение (показанное стрелкой 142) коленчатого вала 108.

30 Несмотря на то, что в этом варианте показаны первый и второй поршни 114 и 116, соединенные непосредственно с коленчатым валом 108 при помощи соответствующих шатунов 122 и 124, за рамки настоящего изобретения не выходит использование других
35 средств, которые могут быть использованы для рабочего соединения поршней 114 и 116 с коленчатым валом 108. Например, второй коленчатый вал может быть использован для
40 механического соединения поршней 114 и 116 с первым коленчатым валом 108.

45 Головка 112 блока цилиндров содержит газовый переходной канал 144, соединяющий первый и второй цилиндры 104 и 106. Переходной канал содержит впускной стопорный клапан 146, расположенный на концевом участке переходного
50 канала 144 вблизи от второго цилиндра 106. Предусмотрен также тарельчатый

выпускной переходной клапан 150, который расположен на противоположном концевом участке переходного канала 144 вблизи от верхней части первого цилиндра 104.

5 Стопорный клапан 146 и переходной клапан 150 образуют между собой напорную камеру 148. Стопорный клапан 146 позволяет протекать в одном направлении сжатому газу из второго цилиндра 106 в напорную камеру 148. Переходной клапан 150 позволяет протекать сжатому газу из напорной камеры 148 в первый цилиндр 104. Несмотря на то, что показаны стопорный клапан и клапан тарельчатого типа соответственно как

10

15

20

впускной стопорный клапан и выпускной переходной клапан 146 и 150, вместо них может быть использован клапан любой конструкции, подходящий для данного применения, например, впускным клапаном 146 также может быть клапан тарельчатого типа.

Головка 112 блока цилиндров также содержит выпускной клапан 152 тарельчатого

25

30

35

40

типа, установленный выше верхней части второго цилиндра 106, и выпускной клапан 154 тарельчатого типа, установленный выше верхней части первого цилиндра 104. Клапаны 150, 152 и 154 тарельчатого типа обычно имеют металлическую ось (или шток) 156 с диском 158 на одном конце, позволяющим перекрывать отверстие клапана. Другие концы штоков тарельчатых клапанов 150, 152 и 154 механически соединены с соответствующими распредвалами 160, 162 и 164. Распредвалы 160, 162 и 164 обычно представляют собой круглый стержень с выступами главным образом овальной формы, расположенный внутри блока 102 цилиндров двигателя или в головке 112 блока цилиндров.

Распредвалы 160, 162 и 164 механически соединены с коленчатым валом 108,

45

обычно при помощи шестерни, ремня или цепи (не показано). Когда коленчатый вал 108 побуждает распредвалы 160, 162 и 164 вращаться, то выступы на распредвалах 160, 162 и

50

164 побуждают клапаны 150, 152 и 154 открываться и закрываться в точные моменты времени в цикле двигателя.

5 Головка 120 поршня 116 сжатия, стенки второго цилиндра 106 и головка 112 блока цилиндров образуют камеру 166 сжатия для второго цилиндра 106. Головка 118 силового поршня 114, стенки первого цилиндра 104 и головка 112 блока цилиндров
10 образуют отдельную камеру 168 сгорания для первого цилиндра 104. Свеча 170 зажигания расположена в головке 112 блока цилиндров над первым цилиндром 104 и
15 управляется при помощи устройства управления (не показано), которое точно задает момент времени воспламенения сжатой топливовоздушной смеси в камере сгорания 168.

20 Несмотря на то, что в этом варианте описан двигатель с искровым зажиганием (SI), специалисты легко поймут, что двигатели с компрессионным воспламенением (CI) не выходят за рамки настоящего изобретения для этого типа двигателей. Кроме того,
25 специалисты легко поймут, что двигатель с расщепленным циклом в соответствии с настоящим изобретением может быть использован для работы на другом топливе, отличающемся от бензина, например, на дизельном топливе, водороде или на природном
30 газе.

Во время работы, силовой поршень 114 ведет поршень 116 сжатия с фазовым
35 углом 172, определяемым углом поворота коленчатого вала (CA), на который коленчатый вал 108 должен повернуться после того, как силовой поршень 114 дошел до
40 положения своей верхней мертвой точки, чтобы поршень 116 сжатия дошел соответственно до положения своей верхней мертвой точки. Как это обсуждается далее более подробно в разделе «Компьютеризованный анализ», для того, чтобы
45 поддерживать выгодные уровни термического КПД (ВТЕ или ITE), обычно устанавливают фазовый угол 172 около 20 градусов. Более того, фазовый угол преимущественно должен
50 быть равен 50 градусам или меньше чем 50 градусов, предпочтительнее, должен быть

равен 30 градусам или меньше чем 30 градусов, а еще лучше, должен быть равен 25 градусам или меньше чем 25 градусов.

5 На фиг. 6-11 показан один полный цикл двигателя 100 с расщепленным циклом, когда двигатель 100 преобразует потенциальную энергию заранее установленной захваченной массы топливовоздушной смеси (показанной точками) в механическую
10 энергию вращения. При этом на фиг. 6-11 показаны соответственно впуск, частичное сжатие, полное сжатие, начало сгорания, расширение и выпуск захваченной массы.
15 Однако важно подчеркнуть, что двигатель получает полный заряд топливовоздушной смеси, причем для каждой захваченной массы топливовоздушной смеси, вводимой в цилиндр сжатия 106 и сжимаемой в нем, имеется главным образом равная захваченная
20 масса, сжигаемая в цилиндре расширения 104 и выпускаемая из него.

На фиг. 6 показан силовой поршень 114, когда он доходит до положения своей
25 нижней мертвой точки (НМТ) и только начинает подниматься (как это показано стрелкой 138) в своем такте выпуска. Поршень 116 сжатия имеет задержку относительно силового поршня 114 и опускается (стрелка 140) во время своего такта впуска. Впускной клапан
30 152 открыт и позволяет всасывать заданный объем взрывчатой (горючей) смеси топлива и воздуха в камеру 166 сжатия, с образованием захваченной массы (захваченная масса на
35 фиг. 6 показана точками). Выпускной клапан 154 также открыт и позволяет поршню 114 выталкивать отработанные продукты сгорания из камеры 168 сгорания.

40 Стопорный клапан 146 и переходной клапан 150 переходного канала 144 закрыты, чтобы исключить передачу воспламеняемого топлива и отработанных продуктов сгорания между двумя камерами 166 и 168. Кроме того, во время тактов выпуска и
45 впуска, стопорный клапан 146 и переходной клапан 150 герметизируют напорную камеру 148, чтобы главным образом поддерживать давление любого газа, захваченного в
50 ней от предыдущих тактов сжатия и расширения.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 7, на которой показано частичное сжатие захваченной массы. При этом впускной клапан 152 закрыт и поршень 116 сжатия поднимается (стрелка 140) в направлении положения своей верхней мертвой точки (ВМТ), чтобы сжимать топливовоздушную смесь. Одновременно, выпускной клапан 154 открыт и поршень 114 расширения также поднимается (стрелка 138), чтобы выпускать отработанные продукты сгорания.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 8, на которой показано, что захваченная масса (показанная точками) дополнительно сжимается и начинает поступать в переходной канал 144 через стопорный клапан 146. Поршень 114 расширения доходит до положения своей верхней мертвой точки (ВМТ) и готов для опускания в своем рабочем такте (что показано стрелкой 138), в то время как поршень 116 сжатия все еще поднимается в своем такте сжатия (что показано стрелкой 140). В этот момент, стопорный клапан 146 частично открыт. Переходной выпускной клапан 150, впускной клапан 152 и выпускной клапан 154 все закрыты.

В ВМТ поршень 114 имеет расстояние зазора 178 между головкой 118 поршня 114 и верхней частью цилиндра 104. Это расстояние зазора 178 является весьма небольшим по сравнению с расстоянием зазора 60 традиционного двигателя 10 (как это показано для традиционного двигателя на фиг. 3). Это связано с тем, что зазор (или степень сжатия) традиционного двигателя ограничен, чтобы избежать непреднамеренного компрессионного воспламенения и чрезмерного давления в цилиндре. Более того, за счет снижения расстояния зазора 178, достигается более полный выпуск отработавших газов.

Отношение объема цилиндра расширения (то есть объема камеры сгорания 168), когда поршень 114 находится в НМТ, к объему цилиндра расширения, когда поршень находится в ВМТ, определено здесь как степень расширения. Это отношение главным образом намного больше, чем отношение объемов цилиндра между НМТ и ВМТ

традиционного двигателя 10. Как это обсуждается далее более подробно в разделе «Компьютеризированный анализ», для того, чтобы поддерживать предпочтительные
5 уровни КПД, степень расширения типично устанавливают на уровне около 120 : 1. Более того, степень расширения преимущественно устанавливают равной или больше чем 20 :
1, предпочтительнее, равной или больше чем 40 : 1, а еще лучше, равной или больше чем
10 и 80 : 1.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 9, на которой показано начало сгорания
15 захваченной массы (показанной точками). Коленчатый вал 108 совершил дополнительный поворот на заданные градусы после положения ВМТ поршня 114
расширения и доходит до положения воспламенения. В этот момент происходит срабатывание свечи 170 зажигания и сгорание начинается. Поршень 116 сжатия только
20 что завершил свой такт сжатия и находится вблизи от положения своей ВМТ. Во время указанного вращения (поворота), сжатый газ в цилиндре 116 сжатия достигает
25 порогового давления, которое заставляет стопорный клапан 146 полностью открыться, в то время как кулачок 162 синхронизирован таким образом, чтобы также открывать
30 переходной клапан 150. В результате, когда силовой поршень 114 опускается, а поршень 116 сжатия поднимается, главным образом одинаковая масса сжатого газа передается из
35 камеры 166 сжатия цилиндра 106 сжатия в камеру 168 сгорания цилиндра 104 расширения.

40 Как это указано в последующем разделе «Компьютеризированный анализ», время открытого состояния переходного клапана 150, соответствующее углу поворота (CA) коленчатого вала между моментом открывания переходного клапана (XVO) и моментом
45 закрывания переходного клапана (XVC), преимущественно должно быть весьма небольшим по сравнению со временем открытого состояния впускного клапана 152 и выпускного клапана 154. Типичное время открытого состояния клапанов 152 и 154
50

соответствует углу СА более 160 градусов. Для того, чтобы поддерживать предпочтительные уровни кпд, время открытого состояния переходного клапана типично
5 устанавливают соответствующим ориентировочно 25 градусам СА. Более того, время открытого состояния переходного клапана преимущественно устанавливают соответствующим 69 градусам СА или меньше этого значения, предпочтительнее,
10 соответствующим 50 градусам СА или меньше этого значения, а еще лучше, соответствующим 50 градусам СА или меньше этого значения.

15 Кроме того, в разделе «Компьютеризированный анализ» также показано, что если время открытого состояния переходного клапана и время сгорания перекрываются на заранее установленный минимальный процент времени сгорания, то тогда время
20 сгорания существенно снижается (то есть скорость сгорания захваченной массы существенно возрастает). Более точно, переходной клапан 150 должен оставаться открытым преимущественно в течение по меньшей мере 5 % времени полного сгорания (то есть 5 % времени от точки 0 % сгорания до точки 100 % сгорания), ранее
25 закрывания переходного клапана, предпочтительнее, в течение 10 % времени полного сгорания, а еще лучше, в течение 15 % времени полного сгорания. Как это объясняется далее более подробно, чем длительнее переходной клапан 150 будет оставаться
30 открытым в течение времени сгорания топливозвоздушной смеси (то есть во время акта сгорания), тем больше будут скорость сгорания и уровни кпд. Ограничения этого перекрытия обсуждаются в последующих разделах.
40

При дальнейшем повороте коленчатого вала 108, поршень 116 сжатия проходит через положение своей ВМТ и после этого начинает другой такт впуска, начиная новый
45 цикл. Поршень 116 сжатия также имеет очень малое расстояние зазора 182 по сравнению со стандартным двигателем 10. Это стало возможным потому, что когда газовое давление в камере 166 сжатия цилиндра 106 сжатия достигает давления в напорной
50

камере 148, то стопорный клапан 146 принудительно открывается и позволяет газу протекать через него. Следовательно, очень небольшой объем газа высокого давления
5 остается захваченным в верхней части поршня 116 сжатия, когда он доходит до положения своей ВМТ.

Отношение объема цилиндра сжатия (то есть камеры 166 сжатия), когда поршень
10 116 находится в НМТ, к объему цилиндра сжатия, когда поршень находится в ВМТ, определено здесь как степень сжатия. Это отношение обычно намного выше, чем
15 отношение объемов цилиндра между НМТ и ВМТ традиционного двигателя 10. Как это обсуждается далее более подробно в разделе «Компьютеризированный анализ», для того, чтобы поддерживать предпочтительные уровни кпд, степень сжатия типично
20 устанавливаются на уровне около 100 : 1. Более того, степень сжатия преимущественно устанавливается равной или больше чем 20 : 1, предпочтительнее, равной или больше чем
25 40 : 1, а еще лучше, равной или больше чем и 80 : 1.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 10, на которой показан рабочий такт с
использованием захваченной массы. Когда топливовоздушная смесь сгорает, горячие
30 газы приводят в движение поршень 114 расширения в направлении вниз.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 11, на которой показан такт выпуска
35 захваченной массы. Когда цилиндр расширения доходит до НМТ и начинает вновь подниматься, газообразные продукты сгорания выпускаются через открытый клапан
40 154, после чего начинается новый цикл.

IV. Компьютеризированный анализ

1.0 Сводка результатов:

1.1. Преимущества

Первой задачей компьютеризированного анализа является анализ концепции
50 двигателя с расщепленным циклом, идентификация параметров, оказывающих наиболее

5 существенное влияние на рабочие характеристики и КПД, и определение теоретических
выгод, преимуществ или недостатков по сравнению с традиционным четырехтактным
двигателем.

Компьютеризированный анализ позволил идентифицировать степень сжатия,
10 степень расширения, фазировку ВМТ (то есть фазовый угол между поршнями сжатия и
расширения (см. позицию 172 на фиг. 6)), время открытого состояния переходного
клапана и длительность сгорания как наиболее существенные переменные, влияющие на
15 рабочие характеристики и КПД двигателя. В частности, указанные параметры были
установлены следующим образом:

20 • степени сжатия и расширения должны быть равны 20 : 1 или больше этого
значения, и при проведении анализа были выбраны степени сжатия и расширения
соответственно 100 : 1 и 120 : 1;

25 • фазовый угол должен быть меньше чем 50 градусов или равен этому значению,
и при проведении анализа был выбран фазовый угол около 20 градусов; и

30 • время открытого состояния переходного клапана должно быть меньше чем 69
градусов или равно этому значению, и при проведении анализа был выбран угол около
25 градусов.

35 Более того, время открытого состояния переходного клапана и длительность
сгорания должны перекрываться на заданный процент акта сгорания, чтобы повысить
40 уровни КПД. При проведении этого анализа, CFD вычисления показывают, что
перекрытие 5 % полного акта сгорания является реалистичным, и что могут быть
обеспечены и большие перекрытия, причем перекрытие 35 % является недостижимым
45 верхним пределом для вариантов, моделируемых в этом анализе.

Если эти параметры применить к надлежащей конфигурации двигателя с
50 расщепленным циклом, то можно получить существенные преимущества как в

тормозном термическом КПД (ВТЕ), так и в отношении NO_x выбросов. В Таблицу 9 сведены результаты компьютеризированного анализа относительно ВТЕ, а на фиг. 24
5 приведены графики прогнозируемых NO_x выбросов, как для модели традиционного двигателя, так и для различных вариантов модели двигателя с расщепленным циклом.

10 Прогнозируемые потенциальные преимущества концепции двигателя с расщепленным циклом при 1400 об/мин лежат в диапазоне от 0.7 до меньше чем 5.0 пунктов (или процентных точек) тормозного термического КПД (ВТЕ) по сравнению с
15 33.2 пунктами ВТЕ традиционного четырехтактного двигателя. Другими словами, расчетный ВТЕ двигателя с расщепленным циклом потенциально составляет от 33.9 до
20 38.2 пунктов.

Использованный здесь термин "пункт" относится к абсолютному расчетному или измеренному значению процента ВТЕ из теоретически возможных 100 процентных точек
25 (пунктов). Использованный здесь термин "процент" относится к относительной сравнительной разности между расчетным ВТЕ двигателя с расщепленным циклом и
30 базой традиционного двигателя. Таким образом, диапазон от .7 до меньше чем 5.0 пунктов увеличения ВТЕ для двигателя с расщепленным циклом отображает диапазон ориентировочно от 2 (то есть $.7/33.2$) до меньше чем 15 ($5/33.2$) процентов увеличения
35 ВТЕ относительно базы 33.2 для традиционного четырехтактного двигателя.

Кроме того, компьютеризированный анализ показывает, что если
40 сконструировать двигатель с расщепленным циклом с керамическими поршнем и цилиндром расширения, то ВТЕ потенциально может дополнительно возрасти на 2 пункта, то есть до 40.2 процентных точек ВТЕ, что ориентировочно составляет 21
45 процент увеличения по сравнению с традиционным двигателем. Однако следует иметь в виду, что для керамических поршней и цилиндров существуют проблемы долговечности
50 при длительном использовании; кроме того, этот подход дополнительно усложняет

проблему смазки при более высокой температуре стенок цилиндра, возникающую за счет использования этих керамических материалов.

5 При жестких требованиях на выбросы и при рыночной необходимости
повышения КПД, многие изготовители двигателей склоняются к использованию
технологии сгорания обедненной топливо-воздушной смеси, как к пути снижения NO_x
10 выбросов. Однако CFD анализ сгорания, проведенный в ходе компьютеризированного
анализа, показывает, что двигатель с расщепленным циклом потенциально позволяет
15 снизить уровни NO_x выбросов на 50 % - 80 % по сравнению с двигателями на
обедненной топливо-воздушной смеси.

20 Снижение NO_x выбросов потенциально может быть существенным как для
охраны окружающей среды, так и для повышения КПД двигателя. Хорошо известно, что
могут быть повышены КПД SI двигателей, работающих на обедненной (существенно
25 выше отношения 14.5 : 1 воздуха к топливу) топливо-воздушной смеси. Однако,
необходимость использования трехпутевого каталитического дожигателя выхлопных
30 газов (TWC), для которого требуется стехиометрическое отношение в выхлопных газах,
чтобы получить требуемые уровни выбросов, обычно не позволяет использовать такой
вариант при производстве двигателей. (Стехиометрическое отношение воздуха к топливу
35 составляет около 14.5 для бензинового топлива.). Более низкие NO_x выбросы двигателя с
расщепленным циклом могут позволить работать на обедненном топливе и получать
40 дополнительное повышение КПД около одного пункта (то есть около 3 %) по сравнению с
традиционным двигателем с традиционным TWC. Использование TWC на традиционных
двигателях обеспечивает снижение уровней NO_x свыше 95 %, так что двигатель с
45 расщепленным циклом не может достичь их уровней после TWC, однако, в зависимости
от вида применения и за счет использования другой дополнительной обработки,

50

двигатель с расщепленным циклом позволяет иметь требуемые уровни NOx при работе с обедненными топливо-воздушными смесями.

5 Эти результаты не коррелируют с экспериментальными данными, причем прогнозируемые выбросы на различных моделях сильно зависят от маршрута следовых
разновидностей через акт сгорания. Если эти результаты будут подтверждены при
10 натурных испытаниях двигателя, то это будет свидетельствовать о существенном преимуществе концепции двигателя с расщепленным циклом.

15 1.2 Риски и предложенные решения:

Компьютеризированный анализ также позволил выявить следующие риски, связанные с двигателем с расщепленным циклом:

- 20 • Длительное воздействие повышенных температур в цилиндре расширения может приводить к конструктивному разрушению компонентов за счет нагрева и
25 проблемам удержания смазочного масла,
- Возможность снижения срока службы переходного клапана за счет нагрузок с
30 высоким ускорением,
- Взаимное влияние клапана и поршня в цилиндре расширения, и
- Самовоспламенение и/или распространение пламени в переходной канал.

35 Однако, приведенные выше риски могут быть исключены за счет использования множества различных решений. Примеры возможных технологий или решений, которые
40 могут быть использованы, приведены ниже.

Длительное воздействие повышенных температур в цилиндре расширения становится возможным за счет использования уникальных материалов и/или технологий
45 конструирования стенки цилиндра. Кроме того, могут быть использованы более низкие температуры и/или различные хладагенты. Кроме того, воздействие повышенных
50 температур создает проблемы смазки. Эта проблема может быть решена за счет

использования жидких смазочных материалов, работающих при предельно высоких температурах (продвинутых синтетических смазочных материалов), а также твердых хладагентов.

Решение второй возможной проблемы нагрузок для очень быстро срабатывающего переходного клапана может быть связано с использованием некоторых технологий, которые в настоящее время используют для продвинутых двигателей, работающих на высоких скоростях, таких как пружинные пневматические клапаны и/или имеющие низкую инерционность титановые клапаны с множеством механических пружин в одном клапане. Кроме того, когда проектирование перейдет в стадию более детального проектирования, число клапанов может быть пересмотрено (увеличено. – Прим. переводчика), так как легче перемещать более быстро большее число небольших клапанов, причем они обеспечивают большую суммарную площадь пропускания и больший поток при меньшем ходе (подъеме).

Третья возможная проблема взаимодействия переходного клапана с поршнем вблизи ВМТ может быть решена за счет образования выемки в головке переходного клапана, за счет образования рельефа или выреза для клапана в верхней части поршня, чтобы создать пространство для клапана (клапанов), или за счет проектирования открытого наружу переходного клапана.

Последней указанной выше возможной проблемой является самовоспламенение и/или распространение пламени в переходной канал. Самовоспламенение в переходном канале относится к самовоспламенению топливовоздушной смеси, когда она остается в переходном канале между тактами, причем самовоспламенение может быть вызвано относительно длительным удержанием горючей смеси при высоких температуре и давлении. Эта проблема может быть решена за счет использования отверстия для впрыска топлива, при этом только воздух остается в переходном канале между тактами,

в результате чего самовоспламенение исключается. Затем топливо вводят непосредственно либо в цилиндр, либо на выход переходного канала, синхронно со
5 временем открывания переходного клапана.

Вторая часть этой возможной проблемы, а именно, распространение пламени в переходной канал, может быть дополнительно решена за счет оптимизации при
10 проектировании. Несмотря на то, что весьма разумно проектировать двигатель с расщепленным циклом таким образом, чтобы переходной клапан был открыт в течение
15 небольшой части акта сгорания, например, 5 % или меньше, следует иметь в виду, что чем дольше переходной клапан будет открыт во время акта сгорания, тем больше будет
положительное воздействие на термический КПД, который может быть получен в этом
20 двигателе. Однако, это направление в сторону увеличения перекрытия между открытым состоянием переходного клапана и актами сгорания повышает вероятность
25 распространения пламени в переходной канал. Таким образом, следует направить усилия в направлении понимания взаимосвязи между синхронизацией сгорания, местоположением свечи зажигания, перекрытием между открытым состоянием
30 переходного клапана и актом сгорания, и движением поршня, чтобы избежать распространения пламени в переходной канал.

35 2.0 Модель традиционного двигателя

Была сконструирована модель для имитации цикла двухцилиндрового традиционного четырехтактного SI двигателя без наддува и был произведен ее анализ с
40 использованием имеющегося в продаже пакета программ GT-Power, фирма Gamma Technologies, Inc. of Westmont, IL (США). Характеристики этой модели были настроены
45 с использованием представительных параметров двигателя, чтобы получить значения рабочих параметров и КПД, типичные для бениновых SI двигателей без наддува.

50

Результаты этого моделирования были использованы для создания базы, которая была использована для сравнения с концепцией двигателя с расщепленным циклом.

5 2.1 Краткое описание GT-Power

GT-Power представляет собой 1-d вычислительную решающую программу для жидкостей, которую обычно используют в промышленности для имитации двигателей. 10 GT-Power специфически спроектирована для имитации установившегося состояния и переходных режимов (процессов) двигателя. Она может быть применена для всех типов 15 двигателей внутреннего сгорания, и она обеспечивает пользователя несколькими объектами на основе меню, чтобы моделировать множество различных компонентов, которые могут быть использованы в двигателях внутреннего сгорания. На фиг. 12А 20 показан GT-Power графический интерфейс пользователя (GUI) для модели двухцилиндрового традиционного двигателя.

25 Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 12А и 12В, на которых потоки всасываемого воздуха от источника окружающей среды, поступающие во впускной 30 коллектор, показаны соединениями 211 и 212. От них, всасываемый воздух поступает во впускные каналы (214-217), в которые впрыскивают топливо и перемешивают его с воздушным потоком. В соответствующий момент времени цикла, впускные клапаны 35 (vix-y) открываются, в то время как поршни в их соответствующих цилиндрах (cyl 1 и cyl 2) имеют ход вниз (такт впуска). Во время этого такта, смесь воздуха и топлива вводится 40 в цилиндр, после чего впускные клапаны закрываются. (Цилиндры cyl 1 и cyl 2 не обязательно работают в одной фазе; то есть они могут иметь процесс всасывания (впуска) в совершенно различное время.) После такта впуска, поршень поднимается и 45 сжимает смесь до высоких температуры и давления. Почти у конца такта сжатия, свеча зажигания срабатывает, в результате чего начинается сжигание топливовоздушной 50 смеси. При сгорании дополнительно возрастает температура и давление смеси, причем

поршень толкается вниз в ходе такта расширения или рабочего такта. Почти в конце рабочего такта, выпускной клапан открывается и поршень начинает подниматься, выталкивая выхлопные газы из цилиндра в выпускные каналы (229-232). Из выпускных каналов, выхлопные газы передаются в выпускной коллектор (233-234) и из него поступают в окружающую среду через выхлопную трубу.

2.2 Конструирование модели традиционного двигателя

Характеристики двигателя были выбраны таким образом, чтобы быть представительными для типичных бензиновых SI двигателей. Рабочий объем двигателя аналогичен двухцилиндровой версии автомобильного рядного четырехцилиндрового двигателя 202 in^3 (3.3 л). Степень сжатия была установлена равной 8.0:1. Стехиометрическое отношение воздуха к топливу в виде бензина, которое определяет пропорции воздуха и топлива, которые требуются для преобразования всего топлива в полностью окисленные продукты без избытка воздуха, составляет ориентировочно 14.5:1. Выбранное соотношение компонентов топливо-воздушной смеси, равное 18:1, приводит к работе в обедненном режиме. Типичные автомобильные бензиновые SI двигатели работают при стехиометрических условиях или в слегка обогащенном режиме при полной нагрузке. Однако следует иметь в виду, что работа в обедненном режиме приводит к повышению термического КПД.

Типичный бензиновый SI двигатель работает при стехиометрических условиях потому, что это является обязательным требованием для надлежащей работы трехпутевого каталитического дожигателя выхлопных газов. Трехпутевой каталитический дожигатель (TWC) назван так из-за своей способности обеспечивать как окисление HC и CO в H_2O и CO_2 , так и восстановление NO_x в N_2 и O_2 . Эти TWC являются чрезвычайно эффективными и позволяют снижать больше чем на 90 % входящий поток токсичных составляющих в выхлопных газах, однако они требуют

точного соблюдения стехиометрических условий работы. Хорошо известно, что КПД SI двигателей могут быть повышены при работе в обедненном режиме, однако
5 необходимостью обеспечения требуемых уровней выбросов при помощи ТВС обычно не позволяет использовать обедненные режимы двигателей.

Следует иметь в виду, что для работы в обедненном режиме имеются
10 катализаторы окисления (каталитические нейтрализаторы), которые позволяют окислять НС и СО, однако они не позволяют решить важную проблему восстановления NO_x.
15 Прогресс в области дизельных двигателей позволил недавно начать использование в обедненном режиме ловушек NO_x и катализаторов NO_x. В данный момент их недостатками являются низкая эффективность восстановления и/или необходимость
20 периодической регенерации, однако в настоящее время большие усилия направлены на их усовершенствование.

В любом случае, основной задачей компьютеризированного анализа является
25 оценка относительных КПД и эксплуатационных параметров. Сравнение того и другого двигателей (с расщепленным циклом и традиционного) при 18:1 соотношении
30 компонентов топливо-воздушной смеси дает сравнимые результаты. Любой из двух двигателей вместо этого может работать при стехиометрических условиях, так что ТВС
35 может нормально работать, при этом тот и другой двигатели будут иметь аналогичные проблемы, связанные с эксплуатационными параметрами, так что относительные
40 результаты этого анализа все еще остаются в силе. Параметры традиционного двигателя указаны в Таблице 1.

Таблица 1. Параметры традиционного двигателя

Параметр	Значение
Проточка цилиндра	4.0 in (101.6 мм)
Ход	4.0 in (101.6 мм)
50 Длина шатуна	9.6 in (243.8 мм)

Радиус кривошипа	2.0 in (50.8 мм)
Рабочий объем цилиндров	50.265 in ³ (0.824 л)
Объем зазора	7.180 in ³ (0.118 л)
Степень сжатия	8.0:1
Скорость двигателя	1400 об/мин
Отношение воздух : топливо	18:1

В таблице: in = дюйм

Сначала устанавливают скорость двигателя 1400 об/мин. Эту скорость используют во всем проекте для прогона параметров. Однако, на различных стадиях конструирования модели, были использованы скорости 1400, 1800, 2400 и 3000 об/мин.

Сначала был рекомендован зазор между верхней частью поршня и головкой блока цилиндров, составляющий 0.040 in (1 мм). Для соответствия этому требованию при объеме зазора 7.180 in³ (0.118 л) требуется камера сгорания с поршнем в виде чаши, что является необычным для автомобильных SI двигателей. Более часто, в автомобильных SI двигателях используют камеры сгорания с односкатной крышей. НИИ SwRI® допускает использование поршня с плоской верхней частью и соответствующей головки блока цилиндров, для упрощения GT-Power модели, что приводит к зазору 0.571 in (14.3 мм), отвечающему требованию на объем зазора. Тормозной термический КПД (BTE) снижается на 0.6 пункта при большем зазоре поршень-головка.

Модель предусматривает использование четырехклапанной головки блока цилиндров с двумя впускными клапанами диаметром 1.260 in (32 мм) и двумя выпускными клапанами диаметром 1.102 in (28 мм). Впускной и выпускной каналы были смоделированы как прямые отрезки трубы, причем все потери относят к клапану. Коэффициенты расхода в максимальном списке, которые составляют ориентировочно 0.57 как для впуска, так и для выпуска, были взяты из результатов реальных гидравлических испытаний головки блока цилиндров представительного двигателя. Коэффициенты расхода используют для количественной оценки характеристик потока

впускного и выпускного каналов двигателей. Значение 1.0 относится к идеальному каналу без потерь потока. Типичные максимальные значения подъема для каналов
 5 реальных двигателей лежат в диапазоне от 0.5 до 0.6.

Впускной и выпускной коллекторы были созданы как трубы с диаметром 2.0 in (50.8 мм) без потерь потока. В системе всасывания дроссельную заслонку не
 10 моделировали, так как главные усилия были сосредоточены на работе с широко открытой дроссельной заслонкой (WOT) или на работе при полной нагрузке. Топливо
 15 вводили за счет многоканального впрыска топлива.

Моменты срабатывания клапанов были взяты от существующего двигателя и масштабированы для получения реалистических рабочих характеристик в диапазоне
 20 скоростей (1400, 1800, 2400 и 3000 об/мин), особенно для получения коэффициента заполнения. В Таблице 2 показаны моменты срабатывания клапанов для традиционного
 25 двигателя.

Таблица 2. Параметры сгорания и выпуска газа для традиционного двигателя

Параметр	Значение	
Открытие впускного клапана	28°ВВМТ- выпуск газа	332°АВМТ-зажигание
Закрывание впускного клапана	17°АНМТ	557°АВМТ-зажигание
Пиковый подъем впускного клапана	0.412 in (10.47 мм)	
Открытие выпускного клапана	53° ВМТ	127°АВМТ- зажигание
Закрывание выпускного клапана	37°АВМТ- выпуск газа	397°АВМТ- зажигание
Пиковый подъем выпускного клапана	0.362 in (9.18 мм)	
Точка 50 % сгорания	10°АНМТ зажигание	10°АВМТ- зажигание
Длительность сгорания (10-90 %)	24° угла поворота (CA)	

45 В таблице: in = дюйм

Процесс сгорания был смоделирован с использованием эмпирического выделения теплоты по Вибу, где точка 50 % сгорания и длительность сгорания от 10 до 90 % были
 50 фиксированы за счет ввода пользователем. Точка 50 % сгорания дает более прямое

средство фазировки акта сгорания, так как при этом нет необходимости проследивать синхронизацию искрового разряда и задержку зажигания. Длительность сгорания от 10 до 90 % соответствует интервалу углов поворота коленчатого вала, который требуется для сжигания основной массы заряда, и она является обычным термином для определения длительности акта сгорания. На выходе модели сгорания по Вибу получают кривую реалистического не мгновенного выделения теплоты, которую затем используют для расчета давления в цилиндре как функции угла поворота коленчатого вала ($^{\circ}$ CA).

Функция Виба является образцовой мерой, используемой в промышленности для корреляции эмпирического выделения теплоты, так как она основана на предыстории профилей типичного выделения теплоты. Она позволяет получить уравнение, основанное на немногих вводимых пользователем терминах (переменных), которое может быть легко масштабировано и фазировано для получения корректного профиля выделения теплоты.

На фиг. 13 показана типичная кривая выделения теплоты по Вибу, на которой отмечены некоторые ключевые параметры. Можно видеть, что хвосты профиля выделения теплоты (< 10 % сгорания и > 90 % сгорания) являются относительно длительными, однако не оказывают сильного влияния на рабочие характеристики по причине малого количества выделенной теплоты. В то же самое время, трудно определить действительное начало и окончание выделения теплоты, так как имеется асимптотическое приближение к линиям 0 и 100 % сгорания. Это особенно верно в случае данных испытаний, когда кривая выделения теплоты представляет собой расчетный профиль, основанный на измеренной кривой давления в цилиндре и на других параметрах. Поэтому используют точки 10 и 90 % сгорания для отображения номинальных "концов" кривой выделения теплоты. При корреляции по Вибу, пользователь задает длительность периода 10-90 % сгорания (то есть длительность 10-90

%) и затем контролирует результирующую скорость выделения теплоты. Пользователь может также задавать местоположение угла поворота коленчатого вала для некоторой
5 другой точки на профиле, чаще всего точку 10 или 50 %, как исходную точку отсчета для получения фазировки кривой выделения теплоты относительно цикла двигателя.

Решающую программу в пакете GT-Power для нахождения температуры стенки
10 используют для прогнозирования температуры стенки поршня, головки блока цилиндров и гильзы цилиндра для традиционного двигателя. GT-Power позволяет непрерывно
15 вычислять скорости теплопередачи от рабочей жидкости к стенкам каждого канала или компонента (в том числе и к стенкам цилиндров). В этом вычислении необходимо
20 использовать температуру стенки как граничное условие. Это может быть обеспечено как фиксированный ввод, или же можно использовать решающую программу для расчета
25 температуры стенки на основании других входных данных. В последнем случае, задают толщину стенки и материал, чтобы можно было определить проводимость стенки. Кроме
того, используют температуру объема жидкости, которая воздействует на заднюю
30 сторону стенки, вместе с коэффициентом конвективного теплообмена. С использованием этих входных данных, программа определяет температурный профиль, который является
функцией, среди прочего, температуры и скорости рабочей жидкости. В данной работе
35 использован подход, при котором используют решающую программу для расчета реалистических температур для компонентов цилиндра, а затем эти температуры
40 придают этим компонентам как фиксированные температуры для остальных прогонов.

Хладагент для головки блока цилиндров применяют при температуре 200°F (366
K), с коэффициентом теплопередачи 3000 Вт/м² -К. Обратная сторона поршня
45 охлаждается разбрызгиванием масла с температурой 250°F (394 K), с коэффициентом теплопередачи 5 Вт/м² -К. Стенки цилиндра охлаждаются при помощи хладагента с
температурой 200°F (366 K), с коэффициентом теплопередачи 500 Вт/м² -К, и масла с
50

температурой 250°F (394 K), с коэффициентом теплопередачи 1000 Вт/м² -К. Эти тепловые граничные условия применяют для модели, чтобы прогнозировать температуры поверхности компонентов внутри цилиндра. Прогнозируемые температуры усредняют для диапазона скоростей и используют как фиксированные температуры стенки в остальном имитационном моделировании. Фиксированные температуры поверхности, составляющие 464°F (513 K) для поршня, 448°F (504 K) для головки блока цилиндров и 392°F (473 K) для гильзы цилиндра используют для моделирования теплообмена между сгоранием газа и компонентами внутри цилиндра для остальных стадий процесса.

Трение двигателя может быть охарактеризовано при помощи программы GT-Power с использованием корреляции Chen-Flynn, которая также представляет собой основанное на эксперименте эмпирическое соотношение, связывающее давление в цилиндре и среднюю скорость поршня с полным трением двигателя. Коэффициенты, которые используют при корреляции Chen-Flynn, подстраивают для того, чтобы получить реалистические значения трения в диапазоне скоростей.

2.3 Сводка результатов для традиционного двигателя

В Таблицу 3 сведены результирующие характеристики модели двухцилиндрового традиционного четырехтактного двигателя. Результаты представлены в виде номинального момента вращения, номинальной мощности, номинального среднего эффективного давления (IMEP), номинального термического КПД (ITE), среднего эффективного давления нагнетания (PMEP), среднего эффективного давления трения (FMEP), тормозного момента, тормозной мощности, тормозного среднего эффективного давления (BMEP), тормозного термического КПД (BTE), коэффициента заполнения и пикового давления в цилиндре. Для сведения укажем, что среднее эффективное давление

определено как работа в одном цикле, поделенная на объем, перемещаемый в одном цикле.

5 Таблица 3. Сводка прогнозируемых характеристик традиционного двигателя (английские единицы измерения)

Параметр	1400 об/мин	1800 об/мин	2400 об/мин	3000 об/мин
10 Номинальный момент вращения (ft-lb)	90.6	92.4	93.4	90.7
Номинальная мощность (л.с.)	24.2	31.7	42.7	51.8
ИМЕР нетто (psi)	135.9	138.5	140.1	136.1
ИТЕ (%)	37.5	37.9	38.2	38.0
15 РМЕР (psi)	-0.6	-1.2	-2.4	-4.0
FMER (psi)	15.5	17.5	20.5	23.5
Тормозной момент (ft-lb)	80.3	80.7	79.7	75.1
Тормозная мощность (л.с.)	21.4	27.7	36.4	42.9
20 BMER (psi)	120.4	121.0	119.6	112.6
ВТЕ (%)	33.2	33.1	32.6	31.5
Объемная эффективность (%)	88.4	89.0	89.5	87.2
25 Пиковое давление в цилиндре (psi)	595	600	605	592

В таблице: ft-lb = фут-фунт; psi = фунт на квадратный дюйм

Сводка прогнозируемых характеристик традиционного двигателя (единицы SI)

Параметр	1400 об/мин	1800 об/мин	2400 об/мин	3000 об/мин
30 Номинальный момент вращения (Н-м)	122.9	125.2	126.7	123.0
Номинальная мощность (кВт)	18.0	23.6	31.8	38.6
35 ИМЕР нетто (бар)	9.4	9.6	9.7	9.4
ИТЕ (%)	37.5	37.9	38.2	38.0
PMER (бар)	-0.04	-0.08	-0.17	-0.28
FMER (бар)	1.07	1.21	1.42	1.62
40 Тормозной момент (Н-м)	108.9	109.4	108.1	101.8
Тормозная мощность (кВт)	16.0	20.6	27.2	32.0
BMER (бар)	8.3	8.3	8.2	7.8
45 ВТЕ (%)	33.2	33.1	32.6	31,5
Объемная эффективность (%)	88.4	89.0	89.5	87.2
Пиковое давление в цилиндре (бар)	41.0	41.4	41,74	40.8

50

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 14, на которой показаны такие рабочие характеристики двигателя, как тормозной момент, тормозная мощность, ВМЕР, коэффициент заполнения, FMEP и тормозной термический КПД, в диапазоне скоростей. Моменты срабатывания клапанов сначала были выбраны с использованием измеренных профилей подъема для существующего двигателя. Фазировка и длительность открытого состояния впускного и выпускного клапанов были подстроены для того, чтобы получить представительные значения коэффициента заполнения в диапазоне скоростей. Как это показано на фиг. 14, коэффициент заполнения составляет ориентировочно 90 % в диапазоне скоростей, но начинает слегка падать при 3000 об/мин. Аналогично, значения тормозного момента были довольно равными (постоянными) в диапазоне скоростей, но слегка падают при 3000 об/мин. Форма кривой момента вращения позволяет получить близкую к линейной кривую мощности. Тренд тормозного термического КПД в диапазоне скоростей является достаточно последовательным. Имеется диапазон 1.7 пункта термического КПД от максимума 33.2 % при 1400 об/мин до минимума 31.5 % при 3000 об/мин.

3.0 Модель двигателя с расщепленным циклом

Концепция модели двигателя с расщепленным циклом была создана при помощи программы GT-Power, на основании параметров двигателя, предоставленных фирмой Scuderia Group, LLC. Геометрические параметры цилиндров сжатия и расширения сильно отличаются друг от друга и несколько отличаются от традиционного двигателя. Обоснованность сравнения с результатами для традиционного двигателя поддерживается согласованием захваченной массы впускного заряда. То есть двигатель с расщепленным циклом имеет такую же массу, захваченную в цилиндре сжатия после закрытия впускного клапана, что и традиционный двигатель; это является базой для сравнения. Типично, эквивалентный рабочий объем цилиндров используют для обеспечения чистого

сравнения двигателей, однако весьма трудно определить рабочий объем цилиндров двигателя с расщепленным циклом; поэтому в качестве базы для сравнения используют эквивалентность захваченной массы.

3.1 Первоначальная модель двигателя с расщепленным циклом

Были произведены различные модификации модели двигателя с расщепленным циклом. Было обнаружено, что некоторыми из самых значимых параметров являются фазировка ВМТ и степени сжатия и расширения. Модифицированные параметры двигателя сведены в Таблицы 4 и 5

Таблица 4. Параметры двигателя с расщепленным циклом (цилиндр сжатия)

Параметр	Значение
Проточка цилиндра	4.410 in (112.0 мм)
Ход	4.023 in (102.2 мм)
Длина шатуна	9.6 in (243.8 мм)
Радиус кривошипа	2.011 in (51.1mm)
Рабочий объем цилиндров	61.447 in ³ (1.007 л)
Объем зазора	0.621 in ³ (0.010 л)
Степень сжатия	100:1
Смещение цилиндра	1.00 in (25.4 мм)
Фазировка ВМТ	25° CA
Скорость двигателя	1400 об/мин
Отношение воздух : топливо	18:1

В таблицах: in = дюйм

Таблица 5. Параметры двигателя с расщепленным циклом (цилиндр расширения)

Параметр	Значение
Проточка цилиндра	4.000 in (101.6 мм)
Ход	5.557 in (141.1мм)
Длина шатуна	9.25 in (235.0 мм)
Радиус кривошипа	2.75 in (70.0 мм)
Рабочий объем цилиндров	69.831 in ³ (1.144 л)

Объем зазора	0.587 in ³ (0.010 л)
Степень расширения	120:1
Смещение цилиндра	1.15 in (29.2 мм)

5

В таблицах: in = дюйм

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 15А и 15В, на которых показан
 10 графический интерфейс пользователя GT-Power GUI для модели двигателя с
 расщепленным циклом. Потоки всасываемого воздуха от источника окружающей среды,
 поступающие во впускной коллектор, показаны трубой *intk-bypass* и соединением *intk-*
 15 *splitter*. Отсюда всасываемый воздух поступает во впускные каналы (*intport1*, *intport2*),
 где производят впрыск топлива и перемешивают его с воздушным потоком. В
 20 соответствующий момент времени цикла, впускные клапаны (*vil-y*) открываются, при
 этом поршень в цилиндре сжатия *comp* идет в направлении вниз (такт впуска). Смесь
 воздуха и топлива вводят в цилиндр во время этого такта, после чего впускные клапаны
 25 закрываются. После такта впуска, поршень поднимается и сжимает смесь до высоких
 температуры и давления. Вблизи от конца такта сжатия, давление является достаточным
 30 для открывания стопорного клапана (*check*) и топливовоздушная смесь принудительно
 вводится в переходной канал. В это же самое время, силовой цилиндр *power* имеет
 только что заверченный такт выпуска и проходит через ВМТ. Ориентировочно в это же
 35 самое время, переходной клапан (*cross valve*) открывается и впускает воздух из
 переходного канала и из цилиндра сжатия *comp*, поршень которого приближается к ВМТ.
 40 Ориентировочно в момент времени прохождения ВМТ поршнем цилиндра сжатия *comp*
 (то есть после прохождения ВМТ поршнем силового цилиндра *power*, со смещением на
 фазовый угол), переходной клапан закрывается и свеча зажигания срабатывает в
 45 цилиндре *power*. Смесь начинает гореть, дополнительно повышая температуру и
 давление смеси и толкая вниз силовой поршень *power* в ходе такта расширения или
 50 рабочего такта. Вблизи от конца рабочего такта, выпускной клапан открывается и

поршень начинает подниматься, выталкивая выхлопные газы из цилиндра через выпускные клапаны (*ve 1, ve2*) в выпускные каналы (*exhport 1, exhport 2*). Следует иметь в виду, что такты сжатия и выпуска, а также такт впуска и рабочий такт имеют место ориентировочно в одно и тоже самое время, но в различных цилиндрах. Из выпускных каналов, выхлопные газы перемещаются в выпускной коллектор (*exh-jcn*) и из него в окружающую среду (*exhaust*).

Следует иметь в виду, что компоновка модели весьма близка к модели традиционного двигателя. Впускные и выпускные каналы (отверстия) и клапаны, также как и имеющие множество отверстий топливные форсунки (топливные инжекторы) были взяты непосредственно от модели традиционного двигателя. Переходной канал был смоделирован как изогнутая труба постоянного диаметра, с одним стопорным клапаном на впуске и с тарельчатыми клапанами на выпуске. В исходной конфигурации, переходной канал имел диаметр 1.024 in (26.0 мм), с четырьмя клапанами 0.512 in (13.0 мм) на выпуске. Тарельчатые клапаны питания цилиндра расширения называют переходными клапанами.

Несмотря на то, что переходной канал был смоделирован как изогнутая труба постоянного диаметра, со стопорным клапаном на впуске и тарельчатым клапаном на выпуске, специалисты легко поймут, что другие конфигурация не выходят за рамки настоящего изобретения. Например, переходной канал может иметь систему впрыска топлива, или впускной клапан может быть скорее тарельчатым клапаном, а не стопорным клапаном. Более того, различные хорошо известные системы с переменным тактированием клапанов могут быть использованы вместо переходного клапана или впускного клапана в переходном канале.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 16, на которой показан модель двигателя с расщепленным циклом, которая была сконструирована с использованием пакета

программ MSC. ADAMS[®] для динамического анализа, чтобы подтвердить профили движения поршня и обеспечить анимацию механизма. Пакет программ MSC.ADAMS[®],
5 владельцем которого является фирма MSC. Software Corporation of Santa Ana, CA (США), является одним из самых широко используемых пакетов программ для динамического имитационного моделирования при производстве двигателей. Его обычно используют
10 для расчета сил и вибраций, связанных с движущимися деталями. Одно из применений связано с генерацией движений, скоростей и сил инерции в системах двигателей. На фиг. 16 схематично показана модель MSC.ADAMS[®].

После получения модели двигателя с расщепленным циклом, которая производит положительную работу, могут быть проведены многие другие усовершенствования.
20 Моменты времени открывания впускного клапана (IVO) и закрывания выпускного клапана (EVC) были подстроены для того, чтобы найти наилучший компромисс между тактированием клапанов и объемом зазора, ограниченным помехами за счет положения
25 клапана. Эти моменты времени были исследованы во время начального моделирования двигателя с расщепленным циклом и были найдены оптимумы для моментов времени IVO и EVC. Момент времени IVO был слегка сдвинут в сторону задержки, чтобы позволить поршню сжатия получить некоторую работу расширения от высокого
30 давления газа, оставшегося после запитки переходного канала. Это исключает компромисс между снижением объема зазора и ранним IVO для улучшения наполнения двигателя. Двигатель имеет хорошее наполнение, а задержанный IVO позволяет поршню рекуперировать часть работы расширения.

EVC был сдвинут в сторону опережения, чтобы произвести легкое накопление
45 давления ранее открывания переходного клапана (XVO). Это помогает уменьшить невосполнимую потерю за счет выпуска газа высокого давления из переходной камеры в большой объем резервуара низкого давления.
50

Модель сгорания по Вибу была использована для расчета выделения теплоты для двигателя с расщепленным циклом. В Таблицу 6 сведены моменты срабатывания клапанов и параметры сгорания, относительно ВМТ поршня расширения, за исключением моментов срабатывания впускного клапана, приведенных относительно ВМТ поршня сжатия.

Таблица 6. Параметры наполнения двигателя и сгорания для двигателя с расщепленным циклом

Параметр	Значение	Относительно ВМТ силового цилиндра
Открывание впускного клапана (IVO)	17°ABMT (comp)	42°ABMT
Закрывание впускного клапана (IVC)	174°BВМТ (comp)	211°ABMT
Пиковый подъем впускного клапана	0.412 in (10.47 мм)	
Открывание выпускного клапана (EVO)	134°ABMT (power)	134°ABMT
Закрывание выпускного клапана (EVC)	2°BВМТ (power)	358°ABMT
Пиковый подъем выпускного клапана	0.362 in (9.18 мм)	
Открывание переходного клапана	5°BВМТ (power)	355°ABMT
Закрывание переходного клапана	25°ABMT (power)	25°ABMT
Пиковый подъем переходного клапана	0.089 in (2.27 мм)	
Точка 50 % сгорания	37°ABMT (power)	37°ABMT
Длительность сгорания (10-90 %)	24°CA	

В таблице: comp = цилиндр сжатия, power = силовой цилиндр, in = дюйм

Кроме того, на фиг. 17 показан график положений поршней сжатия и расширения, и моментов срабатывания клапанов для двигателя с расщепленным циклом.

Одним из первых шагов является проверка зазора между переходным клапаном и поршнем силового цилиндра. Переходной клапан открыт, когда поршень цилиндра расширения находится в ВМТ, при этом зазор поршень-головка составляет 0.040 in (1.0 мм). Имеется взаимовлияние, означающее контакт клапана с поршнем. Были сделаны попытки решения проблемы за счет подстройки фазировки переходного клапана, однако это приводит к снижению на 1-2 пункта номинального термического КПД (ITE) в диапазоне скоростей. Обсуждение возможных компромиссов привело к тому, что решили смягчить взаимовлияние и возвратиться к прежней фазировке, что позволяет сохранить более высокие значения ITE. Возможными для рассмотрения решениями

являются образование рельефов для клапана в головке поршня, выемок для клапанов в головке блока цилиндров, или использование открытых наружу клапанов.

5 Затем, число переходных клапанов было уменьшено с четырех до двух, с
размерами клапанов, соответствующими площади поперечного сечения выпуска
10 переходного канала. При диаметре выпуска переходного канала 1.024 in (26.0 мм), это
приводит к получению двух клапанов 0.724 in (18.4 мм), по сравнению с четырьмя
15 клапанами 0.512 in (13.0 мм). Это изменение было сделано для упрощения механизма
переходного канала и для того, чтобы сделать сторону расширения головки блока
цилиндров более похожей на типичную головку блока цилиндров с двумя впускными
20 клапанами.

 Решающая программа в пакете GT-Power для расчета температуры стенки была
использована для прогнозирования температур поршня, головки блока цилиндров и
25 стенки гильзы цилиндра, как для традиционного двигателя, так и для двигателя с
расщепленным циклом. Сначала предположили, что алюминиевые поршни могут быть
30 использованы как для традиционного двигателя, так и для двигателя с расщепленным
циклом. Прогнозируемые температуры поршня как для традиционного двигателя, так и
для поршня цилиндра сжатия двигателя с расщепленным циклом находятся в
35 стандартных пределах, однако поршень силового цилиндра двигателя с расщепленным
циклом имеет температуру ориентировочно на 266°F (130°C) выше предельно
40 допустимой. Для решения этой проблемы, поршень силового цилиндра был заменен на
стальной поршень в виде одной детали с масляным охлаждением. Это позволило
получить среднюю температуру стальной головки поршня в допустимых пределах.
45 Средняя температура стенки силового цилиндра двигателя с расщепленным циклом
ориентировочно на 140 °F (60°C) выше, чем для традиционного двигателя. Это может
50 приводить к проблемам удержания смазочного масла. Температуры стенки были

рассчитаны в диапазоне скоростей и затем усреднены и использованы как фиксированные температуры стенки для всех остальных этапов анализа. Фиксированные температуры поверхности для компонентов цилиндра расширения составили соответственно 860°F (733 К) для поршня, 629°F (605К) для головки блока цилиндров и 552°F (562К) для гильзы. Для компонентов цилиндра сжатия температуры поверхности составили соответственно 399°F (473К) для поршня, 293 °F (418К) для головки блока цилиндров и 314°F (430К) для гильзы.

В Таблицу 7 сведены результирующие рабочие характеристики для исходной модели двигателя с расщепленным циклом. Приведены номинальный момент вращения, номинальная мощность, номинальное среднее эффективное давление (IMEP), номинальный термический КПД (ITE) и пиковое давление в цилиндре.

Таблица 7. Сводка прогнозируемых рабочих характеристик двигателя (английские единицы изменения)

Параметр	1400 об/мин	1800 об/мин	2400 об/мин	3000 об/мин
Номинальный момент вращения (ft-lb)	92.9	91.9	88.1	80.8
Номинальная мощность (л.с.)	24.8	31.5	40.3	46.2
IMEP нетто (psi)	53.8	53.2	51.0	46.8
ITE (%)	36.1	35.8	34.6	33.0
Пиковое давление в цилиндре, Цилиндр сжатия (psi)	630	656	730	807
Пиковое давление в цилиндре, Цилиндр расширения (psi)	592	603	623	630

В таблице: ft-lb = фут-фунт; psi = фунт на квадратный дюйм

Сводка прогнозируемых рабочих характеристик двигателя (единицы SI)

Параметр	1400 об/мин	1800 об/мин	2400 об/мин	3000 об/мин
Номинальный момент вращения	126.0	124.6	119.4	109.6
Номинальная мощность	18.5	23.5	30.0	34.4
IMEP нетто (бар)	3.71	3.67	3.52	3.23
ITE (%)	36.1	35.8	34.6	33.0
Пиковое давление в цилиндре, Цилиндр сжатия (бар)	43.4	45.2	50.3	55.6
Пиковое давление в цилиндре, Цилиндр расширения (бар)	40.9	41.6	43.0	43.5

На фиг. 18 приведены графики рабочих параметров двигателя, а именно, номинальный момент вращения, номинальная мощность и IMEP нетто в диапазоне скоростей. Тренд номинального момента вращения и IMEP нетто является плоским при 1400 и 1800 об/мин, но падает при более высоких скоростях. Кривая мощности является отчасти линейной. Большинство усилий было сфокусировано на настройке для рабочей точки 1400 об/мин, поэтому мало внимания уделяли оптимизации работы двигателя на высоких скоростях.

3.2 Вариации параметров

Проводили вариации параметров для того, чтобы определить влияние следующих ключевых переменных на номинальный термический КПД:

- Диаметр переходного канала,
- Диаметр переходного клапана,
- Фазировка ВМТ,
- Момент срабатывания переходного клапана, время открытого состояния и подъем переходного клапана,
- Длительность сгорания от 10 до 90 %,

- Отношение диаметра цилиндра к величине хода поршня (константа вытеснения (константа рабочего объема))
- 5
- Степень расширения в цилиндре расширения,
 - Теплопередача в переходной канал, и
 - Теплообмен в цилиндре для цилиндра расширения.
- 10

Проводили вариации всех указанных параметров, причем множество прогонов были проведены при скорости двигателя 1400 об/мин, чтобы определить наиболее

15

многообещающую конфигурацию. Сразу после того, как эта конфигурация была найдена, были проведены прогоны в диапазоне скоростей. Полученные результаты

20

выражены в терминах выигрышей или потерь в ИТЕ по сравнению с результатами для исходной модели двигателя с расщепленным циклом или предыдущего лучшего случая.

3.2.1 Диаметр переходного клапана

25

Изменяли диаметр переходного клапана от 0.59 in (15.0 мм) до 1.97 in (50.0 мм). На каждом этапе, диаметр переходного клапана изменяли таким образом, что площадь

30

двух клапанов совпадает с площадью отверстия выпуска переходного канала. Наиболее многообещающей конфигурацией для переходного канала является конфигурация с

35

диаметром 1.18 in (30 мм) впускного и выпускного поперечных сечений, с наличием двух переходных клапанов диаметром 0.83 in (21.2 мм). Впуск был смоделирован стопорным

40

клапаном с реалистической постоянной времени. Выигрыши в термическом КПД в диапазоне скоростей за счет оптимизации диаметра переходного канала были

45

минимальными (меньше чем 0.3 пункта ИТЕ).

3.2.2 Фазировка ВМТ

45

Вариация фазировки ВМТ между цилиндрами сжатия и расширения оказывают существенное влияние на термический КПД. Изменяли фазировку ВМТ в диапазоне от 18°

50

до 30° СА. На каждом этапе, точку 50 % сгорания и тактирование переходного клапана

подстраивали для поддержания такой фазировки, чтобы точка 10 % сгорания совпадала с моментом закрывания или находилась после закрывания переходного клапана (XVC).

5 Это необходимо для того, чтобы предотвратить распространение пламени в переходной канал. Наиболее многообещающую конфигурацию получают при фазировке ВМТ, соответствующей 20° СА. Это дает скромные выигрыши в диапазоне скоростей (от 1.3 до 10 1.9 пункта ИТЕ по сравнению с предыдущей фазировкой 25° ВМТ). Дополнительные исследования с целью оптимизации времени открытого состояния переходного клапана и 15 подъема привели к минимальному выигрышу (меньше чем 0.2 пункта ИТЕ).

3.2.3 Длительность сгорания

20 Изменение длительности сгорания или скоростей горения от 10 до 90 % также оказывает сильное влияние на термический КПД. Сначала установили длительность сгорания от 10 до 90 % в соответствии с 24 °СА, что является малой длительностью 25 сгорания для типичных SI двигателей. Наиболее важной задачей является сохранение одной и той же длительности сгорания как для традиционного двигателя, так и для 30 двигателя с расщепленным циклом. Однако, принимая во внимание теории, утверждающие, что двигатель с расщепленным циклом может иметь более высокие скорости сгорания, была исследована чувствительность двигателя к более быстрому акту 35 сгорания. Снижение длительности сгорания от 10 до 90 % (увеличение скорости горения) от 24°СА до 16 °СА приводит к выигрышам до 3 пунктов ИТЕ в диапазоне скоростей.

40 Это исследование повторили для модели традиционного двигателя, чтобы найти опорную точку для сравнения. Выигрыши для традиционного двигателя ограничены величиной 0.5 пункта ИТЕ. Для традиционного двигателя, сгорание имеет место 45 практически в постоянном объеме.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 19, на которой показана диаграмма 50 логарифма объема относительно логарифма давления (log-log P-V) для традиционного

двигателя, при длительности сгорания от 10 до 90 %, соответствующей 24 °СА. По сравнению с линией добавки теплоты идеального цикла Отто постоянного объема, здесь
5 вверху имеется заштрихованная область, где акт сгорания переходит в рабочий такт. При снижении длительности сгорания до 16 °СА, происходит увеличение количества топлива, сгоревшего вблизи от ВМТ, что приводит к увеличению работы расширения.
10 Другими словами, заштрихованная область становится меньше, и P-V кривая более точно аппроксимирует идеальный цикл Отто. Это ведет к небольшому улучшению термического кпд. Изготовители двигателей направили значительные усилия на
15 оптимизацию этого компромисса, чтобы получить повышенные выигрыши.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 20, на которой показана диаграмма объем -
20 - давление для рабочего цилиндра двигателя с расщепленным циклом. Цилиндр расширения двигателя с расщепленным циклом претерпевает намного большее
25 изменение объема во время акта сгорания по сравнению с традиционным двигателем, что и показано на фиг. 20. Жирная линия отображает длительность сгорания от 10 до 90 %, соответствующую 24 °СА
30

Термический кпд возрастает при смещении сгорания в направлении ВМТ для двигателя с расщепленным циклом, однако смещение вперед точки 10 % сгорания
35 ограничено тактированием момента закрывания переходного клапана (XVC). Уменьшение длительности промежутка от 10 до 90 % сгорания эффективно ускоряет сгорание, что приводит к повышению давления, действующего при уменьшенном
40 изменении объема. Таким образом, уменьшение длительности сгорания позволяет получить более значительные выигрыши в двигателе с расщепленным циклом, чем в традиционном двигателе.
45

Типичная длительность сгорания от 10 до 90 % для традиционного бензинового
50 двигателя с искровым зажиганием соответствует углу от 20 ° до 40° СА. Одним из

факторов, ограничивающих повышение скоростей сгорания, является турбулентность, которая может возникать внутри цилиндра, которая образует складки на фронте распространения пламени и ускоряет распространение пламени в объеме цилиндра. Модель сгорания GT-Power по Вибу не позволяет учитывать такой уровень сложности. Можно предположить, что за счет интенсивного движения и позднего тактирования потока в переходном канале, цилиндр расширения двигателя с расщепленным циклом может иметь намного большую степень движения объема воздуха и намного большую турбулентность во время сгорания, что ведет к более высоким скоростям распространения пламени, чем в традиционном двигателе. Было решено провести анализ с использованием вычислительной гидродинамики (CFD), чтобы получить более точную модель акта сгорания и определить типы скоростей сгорания, допустимые для двигателя с расщепленным циклом. Этот анализ описан в разделе 3.3.

3.2.4 Геометрия внутри цилиндра

В следующем наборе параметрических исследований, изменяли (варьировали) геометрию внутри цилиндра, чтобы определить ее влияние на термический КПД. Отношение диаметра цилиндра к ходу поршня изменяли независимо для цилиндров сжатия и расширения, поддерживая постоянным рабочий объем в каждом из них. Для цилиндра сжатия, отношение диаметра цилиндра к ходу поршня изменяли от 0.80 до 1.20. Наиболее многообещающим отношением диаметра цилиндра к ходу поршня для цилиндра сжатия при скорости двигателя 1400 об/мин было отношение 0.90 (0.3 пункта увеличения ИТЕ). Однако это значение не приводило к выигрышам при других скоростях двигателя. Снижение отношения диаметра цилиндра к ходу поршня приводит к необходимости применения большего хода поршня и более длинного шатуна, что увеличивает вес двигателя, особенно блока цилиндров двигателя. Не было обнаружено выигрышей при изменении отношения диаметра цилиндра к ходу поршня для цилиндра

расширения. Повышение степени расширения в цилиндре расширения от 120 до 130 дает выигрыш 0.7 пункта ITE для рабочей точки 1400 об/мин. Однако имеется небольшое
5 уменьшение ITE при более высоких скоростях двигателя. Все признаки показывают, что, при настройке двигателя на применение со скоростью 1400 об/мин, будет получен такой же выигрыш в ITE от изменения отношения диаметра цилиндра к ходу поршня для
10 цилиндра сжатия, что и от повышения степени расширения в силовом цилиндре. Однако, если двигатель должен работать в диапазоне скоростей, то указанные значения следует
15 оставить неизменными.

3.2.5 Теплообмен

Производили моделирование керамических покрытий, наносимых в переходном
20 канале, чтобы оценить потенциальное увеличение термического КПД за счет удерживаемой теплоты и повышенных давлений в канале. С использованием удельной
25 теплопроводности 6.2 Вт/м·К, варьировали коэффициент излучения и толщину покрытия. Оказалось, что изменение толщины стенки от 0.059 in (1.5 мм) до 0.276 in (7
30 мм) не оказывает сильного влияния на термический КПД. Толщина 0.059 in (1.5 мм) является типичным значением, которое используют для керамических покрытий
компонентов двигателя, поэтому она была использована по умолчанию. Изменение
35 коэффициента излучения от 0.5 до 0.8 для керамического материала ведет к сдвигу 0.2 пункта ITE, причем более низкое значение 0.5 позволяет получить лучшие результаты.
40 При таком коэффициенте излучения имеется прогнозируемый выигрыш 0.7 пункта ITE в диапазоне скоростей.

Нет быстрого прямого способа в программе GT-Power для моделирования
45 нанесения керамических покрытий на компоненты внутри цилиндра. Скорее приходится тратить много времени на создание субмодели для осуществления необходимых
вычислений, чтобы свойства материалов для поршня силового цилиндра и головки блока
50

цилиндров соответствовали керамике. Полученные результаты подсказывают, что за счет использования керамических компонентов может быть достигнут такой значительный выигрыш, как 2 пункта ИТЕ в диапазоне скоростей.

3.2.6 Сводка полученных изменений ИТЕ для двигателя с расщепленным циклом

В приведенной ниже Таблице 8 приведены изменения ИТЕ, полученные в ходе параметрических исследований.

Таблица 8. Прогнозируемый номинальный термический КПД для двигателя с расщепленным циклом

Конфигурация	1400 об/мин	1800 об/мин	2400 об/мин	3000 об/мин
Модель традиционного двигателя	37.5	27.9	38.2	38.0
Исходная модель двигателя с расщепленным циклом	36.1	35.8	34.6	33.0
30 мм переходной канал	36.2	36.0	34.9	33.3
Фазировка 20 ° ВМГ	37.5	37.5	36.6	35.2
16 ° длительность сгорания от 10 до 90 %	40.6	40.6	40.0	38.6
Керамическое покрытие 1.5-мм (переходной канал)	41.3	41.4	40.9	39.6
Керамические компоненты цилиндра расширения	42.8	42.9	42.6	41.5

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 21, на которой эти результаты показаны графически. В качестве базы для сравнения укажем, что традиционный двигатель имеет номинальный термический КПД в диапазоне от 37.5 % до 38.2 %, при таких же уровнях мощности, что и двигатель с расщепленным циклом. Повышение скоростей сгорания оказывает наиболее существенное влияние на любую из исследованных переменных. Повышенные скорости сгорания позволяют повысить термический КПД двигателя с расщепленным циклом выше прогнозируемых уровней для традиционного двигателя ориентировочно на 3 пункта. Дополнительное потенциальное увеличение может быть получено за счет использования керамических покрытий.

3.3 Анализ сгорания

Проведенные в программе GT-Power вариации параметров показывают, что
5 длительность сгорания от 10 до 90 % оказывает существенное влияние на ИТЕ двигателя
с расщепленным циклом. Можно также предположить, что цилиндр расширения
двигателя с расщепленным циклом может иметь более высокие уровни движения объема
10 воздуха в цилиндре и турбулентности в цилиндре по сравнению с традиционным
двигателем, в результате чего будут получены более высокие скорости сгорания. Модель
15 сгорания по Вибу, которую используют во время GT-Power имитационного
моделирования цикла, позволяет получать кривые выделения теплоты, на основании
вводимых пользователем данных, для точки 50 % сгорания и для длительности сгорания
20 от 10 до 90 %. Она позволяет получить грубую аппроксимацию акта сгорания, но не
учитывает влияние повышенной турбулентности.

25 Вычислительная гидродинамика (CFD) была использована для проверки гипотезы
и для количественного определения длительности сгорания от 10 до 90 % , которая
30 может быть достигнута для концепции двигателя с расщепленным циклом.
Вычислительная гидродинамика относится к области программных средств, которые
позволяют разделить сложное геометрическое поле на мелкие детали (именуемые
35 "элементами", которые разделены "решеткой"). Применимые определяющие уравнения
(расход жидкости, сохранение массы, количества движения, энергии) затем решают в
40 каждом из этих элементов. Совершая пошаговое изменение во времени и производя эти
вычисления для каждого элемента в каждом временном шаге, можно находить решения
для очень сложных полей течения, однако это требует наличия больших вычислительных
45 возможностей.

Были сконструированы CFD модели как для традиционного двигателя, так и для
50 двигателя с расщепленным циклом, чтобы произвести сравнительный анализ. Моменты

срабатывания впускного клапана и тактирование искрового разряда для традиционного двигателя подстраивали для того, чтобы получить соответствие захваченной массы и точки 50 % сгорания в результатах имитации цикла. Полученная за счет CFD длительность сгорания от 10 до 90 % соответствует ориентировочно 24°CA, что совпадает со значением, которое было использовано в модели сгорания GT-Power по Вибу.

Для модели двигателя с расщепленным циклом, вводимые данные включают в себя фиксированные температуры стенки, при условии наличия керамического покрытия в переходном канале, но без керамических компонентов в цилиндре расширения. Ранняя часть сгорания происходит при открытом переходном клапане. Взаимодействие между впускным зарядом из переходного канала и давлением в цилиндре расширения возрастает за счет сгорания захваченной массы. Несколько итераций требуются для того, чтобы согласовать захваченную массу для традиционного двигателя в пределах 4 %. Первый набор результатов имеет существенное перекрытие, составляющее ориентировочно 35 % полного акта сгорания (то есть сгорания от точки 0 % до точки 100 %), которое имеется ранее закрывания переходного клапана. (Это называют 35 % "перекрытием сгорания".) CFD модель запрещает сгорание в переходном канале. Однако, при повторном анализе результатов, становится понятно, что такое значительное перекрытие вероятнее всего получают за счет распространения пламени в переходной канал. Результирующая длительность сгорания от 10 до 90 % соответствует ориентировочно 10°CA.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 22, на которой показан случай с 35 % перекрытием сгорания, рассчитанный с использованием CFD анализа. Переходной клапан 250 закрывается ориентировочно после 35 % сгорания и поршень расширения 252 принудительно направляется вниз горячими газами. Фронт распространения пламени 254

(темная заштрихованная область) постепенно проходит через седло 256 переходного клапана. Таким образом, существует вероятность того, что в этом варианте фронт распространения пламени 254 может заходить в переходной канал 258.

Была проведена другая итерация для снижения перекрытия сгорания. Ставилась задача, чтобы меньше чем 10 % сгорания протекали раньше закрывания переходного клапана. Вновь требуются несколько итераций для согласования захваченной массы. В этом случае ориентировочно 5 % полного акта сгорания (то есть сгорания от точки 0 % до точки 100 %), протекают раньше закрывания переходного клапана. Длительность сгорания от 10 до 90 % соответствует ориентировочно 22 °CA. Степень перекрытия между открытым состоянием переходного клапана и актами сгорания оказывает существенное влияние на длительность сгорания.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 23, на которой показан случай с 5 % перекрытием сгорания, рассчитанный с использованием CFD анализа. Переходной клапан 250 закрывается ориентировочно после 5 % сгорания и поршень расширения 252 принудительно направляется вниз горячими газами. Фронт распространения пламени 254 (темная заштрихованная область) не проходит за седло 256 переходного клапана. Таким образом, в этом варианте, вероятнее всего, фронт распространения пламени 254 не может заходить в переходной канал 258.

Одним интересным открытием за счет CFD анализа является то, что двигатель с расщепленным циклом, вероятно, имеет потенциальные преимущества по сравнению с традиционным двигателем, связанные со снижении NO_x выбросов. Прогнозируемые NO_x выбросы для случая длительности сгорания от 10 до 90 %, соответствующей 10° CA, для двигателя с расщепленным циклом грубо составляют 50 % NO_x выбросов, прогнозируемых для традиционного двигателя, в то время как для случая длительности сгорания от 10 до 90 %, соответствующей 22 °CA, они составляют ориентировочно 20 %

NO_x выбросов для традиционного двигателя. Высокая степень расширения во время сгорания в двигателе с расщепленным циклом приводит к снижению конечных
5 максимальных температур газа, которые обычно имеются в традиционном двигателе, в котором сгорание протекает практически при постоянном объеме. Поэтому тренд указанных результатов представляется обоснованным.

10 Типичные SI бензиновые автомобильные двигатели работают при стехиометрическом или слегка обогащенном отношениях воздух/топливо, при полной
15 нагрузке. Термический КПД имеет тенденцию к улучшению при обедненных отношениях воздух/топливо, однако при повышении NO_x выбросов и резко сниженных рабочих характеристиках катализатора. Неспособность катализатора эффективно снижать
20 уровень NO_x выбросов в этих условиях дополнительно повышает уровни NO_x в выхлопной трубе. Уровни NO_x выбросов для традиционного двигателя, работающего при
25 отношении 18:1 воздух /топливо, выше чем для представительных типичных двигателей, работающих при стехиометрическом или слегка обогащенном отношениях
30 воздух/топливо.

Эти результаты не коррелируют с экспериментальными данными и прогнозируемыми выбросами для различных моделей, причем они сильно зависят от
35 маршрута следовых разновидностей через акт сгорания. Если эти результаты будут подтверждены при натурных испытаниях двигателя, то это будет свидетельствовать о
40 существенном преимуществе конструкции двигателя с расщепленным циклом. Прогнозируемые СО выбросы выше для двигателя с расщепленным циклом, однако эти разновидности легче окисляются в условиях обедненного режима, чем NO_x, с
45 использованием доступных устройств для дополнительной обработки выхлопных газов, таких как каталитические нейтрализаторы.

50

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 24, на которой показаны прогнозируемые NO_x выбросы для всех трех случаев, то есть для традиционного двигателя, двигателя с расщепленным циклом при 5 % перекрытии сгорания и двигателя с расщепленным циклом при 35 % перекрытии сгорания. Опыт показывает, что относительный тренд NO_x между указанными случаями является точно прогнозируемым, однако это не так для абсолютного значения. Оба случая для двигателя с расщепленным циклом имеют акты сгорания позднее в цикле, чем для случая традиционного двигателя, что приводит к меньшему полному времени нахождения при высоких температурах, и, следовательно, к меньшим NO_x выбросам, чем для случая традиционного двигателя. Случай более позднего тактирования приводит к очень малым NO_x выбросам, так как позднее сгорание приводит к понижению температур в цилиндре. Такт расширения еще продолжается, когда происходит сгорание.

Более низкие температуры в цилиндре для случая позднего сгорания в двигателе с расщепленным циклом приводят к увеличению CO выбросов по сравнению как с традиционным двигателем, так и со случаем раннего тактирования в двигателе с расщепленным циклом. Окончательные концентрации CO составили соответственно 39, 29 и 109 ppm (частей на миллион) для традиционного двигателя, двигателя с расщепленным циклом при раннем тактировании и двигателя с расщепленным циклом при позднем сгорании.

3.4 Исследование трения

Была построена модель трения, которую используют в программе GT-Power, основанная на корреляции Chen-Flynn и которая позволяет прогнозировать трение с использованием следующей эмпирической зависимости:

$$\text{FMEP} = a \times \text{PCP} + b \times V_p + c \times V_p^2 + d, \text{ где:}$$

FMEP: среднее эффективное давление трения (или момент трения на рабочий объем цилиндра);

5 a, b, c, d: коэффициенты корреляции (параметры настройки);

PCP: пиковое давление в цилиндре; и

10 V_p : средняя скорость поршня.

Эту корреляцию широко используют вот уже в течение некоторого времени для традиционных поршневых двигателей, причем приемлемые значения коэффициентов корреляции были обоснованы при помощи экспериментальных данных. Однако, эмпирическая зависимость не принимает во внимание уникальное движение поршня и угол шатуна для концепции двигателя с расщепленным циклом.

Доминирующим источником истирающего трения в двигателе является блок поршня. Более конкретно, доминирующим источником трения в блоке поршня является контакт между поршневыми кольцами и гильзой цилиндра. Для определения различий в трении между традиционным двигателем и двигателем с расщепленным циклом, были произведены расчеты трения вне программы GT-Power. Были вычислены осевые нагрузки поршня в функции давления цилиндра относительно угла поворота коленчатого вала, причем данные получали из программы GT-Power в виде электронной таблицы. Сила трения была определена путем умножения этой силы (осевой нагрузки поршня. – Прим. переводчика) на среднее (постоянное) значение коэффициента трения. Работа сил трения была вычислена путем интегрирования $F \cdot dx$ работы в ходе такта, при приращениях $0,2^\circ$ СА. Предположили, что сумма $F \cdot dx$ работы трения равна половине полного трения двигателя. Значение среднего коэффициента трения было определено путем сравнения прогнозируемой работы трения из электронной таблицы с прогнозируемой работой трения из корреляции Chen-Flynn для традиционного двигателя при 1400 об/мин. Это значение было применено для двигателя с расщепленным циклом,

чтобы прогнозировать трение блока поршня. Предположили, что остальная половина трения остается постоянной для двух конфигураций двигателей, так как она связана с группой клапанов, трением в подшипниках и с потерями в вспомогательных устройствах. FMEP изменяется при изменении скорости двигателя, причем точка 1400 об/мин была выбрана для согласования с предыдущими параметрическими исследованиями.

Величина работы трения определяет различия между номинальной и тормозной работой для данного двигателя. Значения момента трения и мощности трения были весьма близки для традиционного двигателя и двигателя с расщепленным циклом при длительности сгорания от 10 до 90 %, соответствующей 22° СА. Однако, полученные результаты подсказывают, что двигатель с расщепленным циклом может иметь несколько более высокий механический КПД, чем традиционный двигатель, если длительность сгорания от 10 до 90 % короче чем 22° СА. Например, при длительности сгорания от 10 до 90 %, соответствующей 16 °СА, двигатель с расщепленным циклом имеет повышение на 1.0 пункт механического КПД, что транслируется в 1.0 пункт повышения ВТЭ.

Обратимся теперь к рассмотрению фиг. 25, на которой показаны причины для такого тренда. На фиг. 25 показан график зависимости осевой нагрузки на поршень расширения от угла поворота коленчатого вала, относительно ВМТ поршня расширения, для случаев длительности сгорания, соответствующей 10 °СА и 22 °СА. Длительность сгорания от 10 до 90 %, соответствующая 10° СА, позволяет получить механический КПД ориентировочно на 1.2 пункта выше, чем для случая 22 °СА. Для случая длительности сгорания от 10 до 90 %, соответствующей 10° СА, осевая нагрузка возрастает более быстро после того, как шатун проходит точку угла 0°. Несмотря на то, что случай 10° СА дает более высокую пиковую осевую нагрузку, случай 22° СА дает несколько более

высокую осевую нагрузку, чем случай 10° CA, в остальной части такта. Если провести интегрирование F-dx, то оказывается, что случай 10° CA имеет меньшую работу трения поршня.

3.5 Сводка результатов для двигателя с расщепленным циклом

Скорости сгорания, полученные при CFD анализе сгорания, были использованы для настройки и прогона дополнительных итераций в программе GT-Power для двигателя с расщепленным циклом. В Таблицу 9 сведены результаты и проведено сравнение с традиционным двигателем относительно номинальных значений, значений трения и тормозных значений. Все прогоны были проведены на скорости двигателя 1400 об/мин.

Таблица 9. Сводка результатов (английские единицы измерения)

Параметр	Традиционный двигатель (Прогон #96)	Двигатель с расщепленным циклом (Прогон #180)	Двигатель с расщепленным циклом (Прогон #181)	Двигатель с расщепленным циклом (Прогон #183)
Длительность сгорания 10-90 % (°CA)	24	16	10	22
Точка сгорания 50 % (° АВМТ)	10	28	24	32
Номинальный момент вращения (ft-lb)	91.8	102.4	103.6	93.7
Номинальная мощность (л.с.)	24.2	27.0	27.2	24.6
ИТЕ (%)	37.5	41.2	42.7	38.2
Момент трения (ft-lb)	10.4	10.5	10.3	10.4
Мощность трения (л.с.)	2.76	2.79	2.74	2.78
Тормозной момент (ft-lb)	81.4	92.0	93.3	83.3
Тормозная мощность (л.с.)	21.4	24.5	24.9	22.3
Механический КПД (%)	88.7	89.8	90.1	88.9
ВТЕ (%)	33.2	37.0	38.4	33.9

В таблице: ft-lb = фут-фунт

Сводка результатов (единицы SI)

5	Параметр	Традиционный двигатель (Прогон #96)	Двигатель с расщепленным циклом (Прогон #180)	Двигатель с расщепленным циклом (Прогон #181)	Двигатель с расщепленным циклом (Прогон #183)
	Длительность сгорания 10-90 % (°CA)	24	16	10	22
10	Точка сгорания 50 % (° АВМТ)	10	28	24	32
	Номинальный момент вращения (ft-lb)	124.4	138.9	140.5	127.0
15	Номинальная мощность (л.с.)	18.0	20.2	20.3	18.4
	ИТЕ (%)	37.5	41.2	42.7	38.2
	Момент трения (ft-lb)	14.1	14.2	13.9	14.1
	Мощность трения (л.с.)	2.07	2.08	2.04	2.07
20	Тормозной момент (ft-lb)	110.3	124.7	126.5	112.9
	Тормозная мощность (л.с.)	16.0	18.3	18.6	16.6
	Механический КПД (%)	88.7	89.8	90.1	88.9
25	ВТЕ (%)	33.2	37.0	38.4	33.9

Прогон #180 двигателя с расщепленным циклом отображает длительность сгорания от 10 до 90 %, соответствующую 16° CA от предыдущих параметрических вариаций. Прогон #181 отображает первую итерацию CPD анализа сгорания модели двигателя с расщепленным циклом. Результатом этого прогона является ориентировочно 35 % сгорания, которое происходит ранее закрывания переходного клапана, что, вероятно, будет приводить к распространению пламени в переходной канал. Прогон #183 отображает вторую итерацию CPD анализа сгорания, ориентировочно с 5 % сгорания, которое происходит до момента закрывания переходного клапана.

Длительность сгорания от 10 до 90 %, соответствующая 10° CA от прогона #181, дает выигрыш ориентировочно 5.0 пунктов ВТЕ по сравнению с традиционным двигателем. Однако, в существующей конфигурации, эти условия будут, вероятно, приводить к распространению пламени в переходной канал. Длительность сгорания от 10

до 90 %, соответствующая 22° СА от прогона #183, позволяет реально избежать распространения пламени в переходной канал, и дает выигрыш ориентировочно 0.7
5 пункта ИТЕ.

3.6 Исследование нижних пределов существенных параметров

Исследования, проведенные во время конструирования исходной модели
10 двигателя с расщепленным циклом, и последующие параметрические вариации позволили выявить, что степень сжатия, степень расширения, фазировка ВМТ и
15 длительность сгорания являются существенными переменными, воздействующими на рабочие характеристики и КПД двигателя. Дополнительные прогоны моделирования
цикла были проведены для того, чтобы найти нижние пределы степени сжатия, степени
20 расширения, фазировки ВМТ, а также подъема переходного клапана и длительности его открытого состояния, при которых падают рабочие характеристики и КПД двигателя.

25 Базой для сравнения был выбран двигатель с расщепленным циклом, имеющий длительность сгорания от 10 до 90 %, составляющую 22° СА (Прогон #183). Были
30 проведены вариации от этой базовой конфигурации, чтобы количественно определить номинальную мощность и ИТЕ в функции степени сжатия, степени расширения, фазировки ВМТ, а также подъема переходного клапана и длительности его открытого
35 состояния. Следует иметь в виду, что эффекты взаимозависимости этих переменных оказывают существенное влияние на рабочие характеристики и КПД концепции двигателя
40 с расщепленным циклом. Поэтому в данном исследовании воздействия указанных переменных были изолированы друг от друга, причем не проводили вариаций для оценки комбинированного воздействия этих переменных. Изменение каждой из
45 указанных переменных оказывает сильное влияние на захваченную массу, так что соответствующее сравнение с прогоном #183 или с традиционным двигателем может
50 быть не правомерным.

На фиг. 26 показаны номинальная мощность и ИТЕ для различных степеней сжатия. Базой служит степень сжатия 100:1. Снижение этого значения до 80:1 приводит к
5 снижению на 6 % воздушного потока и номинальной мощности. ИТЕ также снижается при уменьшении степени сжатия, но более драматически при степени сжатия 40:1 и ниже.

10 На фиг. 27 показаны номинальная мощность и ИТЕ для различных степеней расширения. Номинальная мощность остается отчасти стабильной при легком
15 увеличении воздушного потока, когда степень расширения снижается от начального значения 120:1. При степени расширения 40:1, воздушный поток в цилиндре был на 5 %
20 выше, с умеренным падением ИТЕ. При степени расширения 20:1, воздушный поток был на 9 % выше, при этом номинальная мощность была на 4 % ниже, и ИТЕ был на 4.0
пункта ниже базового значения.

25 На фиг. 28 показаны эти же данные для различных фазовых углов ВМТ. Во время этих прогонов, фазировку для переходного клапана и акты сгорания оставляли
30 неизменными относительно ВМТ поршня расширения. Наблюдается умеренное падение ИТЕ при уменьшении фазировки ВМТ от исходного значения 20° СА. Воздушный поток
и номинальная мощность снижаются более резко при уменьшении фазового угла ВМТ.
35 Кроме того, возрастает трение за счет более высоких пиковых давлений в цилиндре. При ВМТ фазировке 10°, воздушный поток и номинальная мощность лежат ориентировочно
40 на 4 % ниже базовой линии, с 0.7 пункта падения ИТЕ, а также с 0.5 пункта дополнительного падения ИТЕ за повышенного трения.

45 Регулирование рабочих характеристик при более высоких углах фазового смещения может быть не представительным для реальной работы двигателя. В этой
точке, при принятой здесь аппроксимации для раздела исследования нижних пределов,
50 срабатывание переходного клапана и акт сжатия установлены весьма ориентировочно,

так что концепция двигателя с расщепленным циклом представлена неточно. При
поздней фазировке, переходной клапан открывается ранее того момента, когда цилиндр
5 сжатия начинает передавать значительный заряд в переходной канал, так что за счет
базового процесса накапливается масса в переходном канале в одном такте, и затем она
может поступать в силовой цилиндр в следующем такте. Это является причиной
10 плоского характера кривой при указанных высоких углах фазировки.

На фиг. 29 показаны эти же данные в функции времени открытого состояния
15 переходного клапана и его подъема. Сравнивая данные таблиц 2 и 6, можно увидеть, что
время открытого состояния переходного клапана двигателя с расщепленным циклом (то
есть 30° СА) намного меньше длительностей открытого состояния впускного и
20 выпускного клапанов традиционного двигателя (225° СА и 270° СА, соответственно).
Время открытого состояния переходного клапана типично составляет 70° СА или
25 меньше, а преимущественно 40° СА или меньше, для того, чтобы он мог оставаться
открытым достаточно долго для того, чтобы передавать полную массу заряда топлива в
цилиндр расширения, но чтобы он мог достаточно быстро закрываться, чтобы исключить
30 процесс сгорания в переходном канале. Было обнаружено, что время открытого
состояния переходного клапана оказывает существенное влияние как на скорость
35 сгорания, так и на ИТЕ.

Был использован множитель для одновременного увеличения длительности и
40 подъема. Момент открывания клапана поддерживали постоянным, так что момент
закрывания клапана изменяется при изменении длительности открытого состояния. Так
как акт сгорания поддерживали постоянным, увеличение времени открытого состояния
45 переходного клапана приводит к тому, что более значительная фракция (часть) сгорания
происходит при открытом переходном клапане, что может приводить к распространению
50 пламени в переходной канал для текущей конфигурации двигателя с расщепленным

циклом. Задержка (запаздывание) сгорания вместе с удлинением (растягиванием) времени открытого состояния клапана будет приводить к более резкому уменьшению термического КПД, чем показанное здесь.

Увеличение времени открытого состояния клапана и подъема клапана будет приводить к увеличению воздушного потока. Применение множителей для увеличения времени открытого состояния переходного клапана до 42° СА, приводит к небольшому увеличению номинальной мощности за счет увеличенного воздушного потока. Следует иметь в виду, что множитель для 42° СА также дает максимальный подъем 3.3 мм. Взаимосвязь между длительностью и максимальным подъемом для фиг. 15 показана в Таблице 10. Для сведения укажем, что базовая конфигурация (Прогон #183) имела время открытого состояния переходного клапана 25° СА и максимальный подъем 2.27 мм. Однако, при дополнительном увеличении времени открытого состояния клапана, значительно падают термический КПД и номинальная мощность. Использование длительности 69° СА (и соответствующего увеличения подъема) приводит к повышению на 10 % воздушного потока, к падению на 9.5 % номинальной мощности и к падению на 5.0 пунктов ИТЕ. В приведенной ниже таблице 10 показана зависимость между временем открытого состояния переходного клапана и подъемом для показанного на фиг. 29 исследования.

Таблица 10: Зависимость между временем открытого состояния переходного клапана и подъемом для показанного на фиг. 29 исследования.

Время открытого состояния переходного клапана °СА	Максимальный подъем переходного клапана мм	
25	2.27	Прогон #183
27.8	2.2	
41.7	3.3	
55.6	4.4	
69.4	5.5	

4.0 Заключение

Компьютеризированный анализ позволил выявить, что степень сжатия, степень
5 расширения, ВМТ фазировка (то есть фазовый угол между поршнями сжатия и
расширения (см. позицию 172 на фиг. 6)), время открытого состояния переходного
клапана и длительность сгорания являются наиболее существенными переменными,
10 влияющими на рабочие характеристики и КПД двигателя с расщепленным циклом. Более
конкретно, указанные параметры должны быть выбраны следующим образом:

15 • степени сжатия и расширения должны быть равны 20 : 1 или больше этого
значения, и при проведении анализа были выбраны степени сжатия и расширения
соответственно 100 : 1 и 120 : 1;

20 • фазовый угол должен быть меньше чем 50 градусов или равен этому значению,
и при проведении анализа был выбран фазовый угол около 20 градусов; и

25 • время открытого состояния переходного клапана должно быть меньше чем 69
градусов или равно этому значению, и при проведении анализа был выбран угол около
30 25 градусов.

Более того, время открытого состояния переходного клапана и длительность
сгорания должны перекрываться на заданный процент акта сгорания, чтобы повысить
35 уровни КПД. При проведении этого анализа, CFD вычисления показывают, что
перекрытие 5 % полного акта сгорания является реалистичным, и что могут быть
40 обеспечены и большие перекрытия, причем перекрытие 35 % является недостижимым
верхним пределом для вариантов, моделируемых в этом анализе.

Если эти параметры применить к надлежащей конфигурации двигателя с
45 расщепленным циклом, то можно получить существенные преимущества как в
тормозном термическом КПД (ВТЭ), так и в отношении NO_x выбросов.

Несмотря на то, что были описаны различные варианты осуществления
50 изобретения, совершенно ясно, что в него специалистами в данной области могут быть
внесены изменения и дополнения, которые не выходят за рамки формулы изобретения.

Формула изобретения

1. Двигатель внутреннего сгорания, содержащий коленчатый вал, вращающийся относительно собственной оси; поршень расширения, который введен со скольжением в цилиндр расширения и соединен с коленчатым валом так, что поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска четырехтактного цикла во время одного оборота коленчатого вала; поршень сжатия, который введен со скольжением в цилиндр сжатия и соединен с коленчатым валом так, что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия того же самого четырехтактного цикла во время того же самого оборота коленчатого вала; и имеющий отношение объемов цилиндра от НМТ до ВМТ для любого одного цилиндра расширения и цилиндра сжатия 40:1 или больше.

2. Двигатель по п.1, который имеет отношение объемов цилиндра от НМТ до ВМТ для любого одного цилиндра расширения и цилиндра сжатия 80:1 или больше.

3. Двигатель по п.1, у которого фазировка ВМТ поршня расширения и поршня сжатия соответствует углу, равному 50° угла поворота коленчатого вала или меньше.

4. Двигатель по п.1, у которого фазировка ВМТ поршня расширения и поршня сжатия соответствует углу меньше 30° угла поворота коленчатого вала.

5. Двигатель по п.1, у которого фазировка ВМТ поршня расширения и поршня сжатия соответствует углу, равному 25° угла поворота коленчатого вала или меньше.

6. Двигатель по п.1, который дополнительно содержит переходной канал, соединяющий цилиндры сжатия и расширения, причем переходной канал содержит впускной клапан и переходной клапан, образующие напорную камеру между собой, при этом переходной клапан имеет время открытого состояния переходного клапана, соответствующее углу, равному 69° угла поворота коленчатого вала или меньше.

7. Двигатель по п.6, который содержит переходной клапан, имеющий время открытого состояния, соответствующее углу, равному 50° угла поворота коленчатого вала или меньше.

8. Двигатель по п.7, который содержит переходной клапан, имеющий время открытого состояния, соответствующее углу, равному 35° угла поворота коленчатого вала или меньше.

9. Двигатель по п.7, в котором переходной клапан остается открытым во время, по меньшей мере, части такта сгорания в цилиндре расширения.

10. Двигатель по п.9, в котором, по меньшей мере, 5% полного цикла сгорания происходит ранее закрывания переходного клапана.

11. Двигатель внутреннего сгорания, содержащий коленчатый вал, вращающийся относительно собственной оси; поршень расширения, который введен со скольжением в цилиндр расширения и соединен с коленчатым валом так, что поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска четырехтактного цикла во время одного оборота коленчатого вала; поршень сжатия, который введен со скольжением в цилиндр сжатия и соединен с коленчатым валом так, что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия того же самого четырехтактного цикла во время того же самого оборота коленчатого вала; и переходной канал, соединяющий цилиндры сжатия и расширения, причем переходной канал содержит впускной клапан и переходной клапан, образующие напорную камеру между собой, причем переходной клапан позволяет иметь главным образом односторонний поток газа из напорной камеры в цилиндр расширения во время полного четырехтактного цикла, при этом переходной клапан имеет время открытого состояния, соответствующее 50° угла поворота коленчатого вала или меньше, и закрывается, когда силовой поршень опускается из его верхней мертвой точки к его нижней мертвой точке.

12. Двигатель по п.11, у которого переходной клапан имеет время открытого состояния, соответствующее углу, равному 35° угла поворота коленчатого вала или

меньше.

13. Двигатель по п.11, у которого ВМТ фазировка поршня расширения и поршня сжатия соответствует углу 50° угла поворота коленчатого вала или меньше.

5 14. Двигатель по п.11, у которого ВМТ фазировка поршня расширения и поршня сжатия соответствует углу меньше, чем 30° угла поворота коленчатого вала.

15. Двигатель по п.11, у которого ВМТ фазировка поршня расширения и поршня сжатия соответствует углу 25° угла поворота коленчатого вала или меньше.

16. Двигатель по п.11, в котором переходной клапан остается открытым во время, по меньшей мере, части цикла сгорания в цилиндре расширения.

10 17. Двигатель по п.16, в котором, по меньшей мере, 5% полного цикла сгорания происходит ранее закрывания переходного клапана.

18. Двигатель по п.11, в котором переходной клапан открыт между 0 и 5° угла поворота коленчатого вала, раньше того момента, когда поршень расширения доходит до верхней мертвой точки.

15 19. Способ сжигания газа в двигателе внутреннего сгорания, который содержит коленчатый вал, вращающийся относительно собственной оси, поршень расширения, который введен со скольжением в цилиндр расширения и соединен с коленчатым валом так, что поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение в ходе рабочего такта и такта выпуска четырехтактного цикла во время одного оборота
20 коленчатого вала, поршень сжатия, который введен со скольжением в цилиндр сжатия и соединен с коленчатым валом так, что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение в ходе такта впуска и такта сжатия того же самого четырехтактного цикла во время того же самого оборота коленчатого вала; и переходной канал, соединяющий цилиндры сжатия и расширения, причем переходной канал содержит
25 впускной клапан и переходной клапан, образующие напорную камеру между собой, при этом способ включает в себя следующие операции: впуск газа в цилиндр сжатия двигателя; сжатие газа внутри цилиндра сжатия; открывание впускного клапана, чтобы позволить потоку сжатого газа поступать из цилиндра сжатия в переходной канал двигателя; открывание переходного клапана, чтобы позволить потоку сжатого газа поступать из
30 переходного канала в цилиндр расширения двигателя; и инициализация сгорания газа внутри цилиндра расширения в то время, как переходной клапан еще открыт.

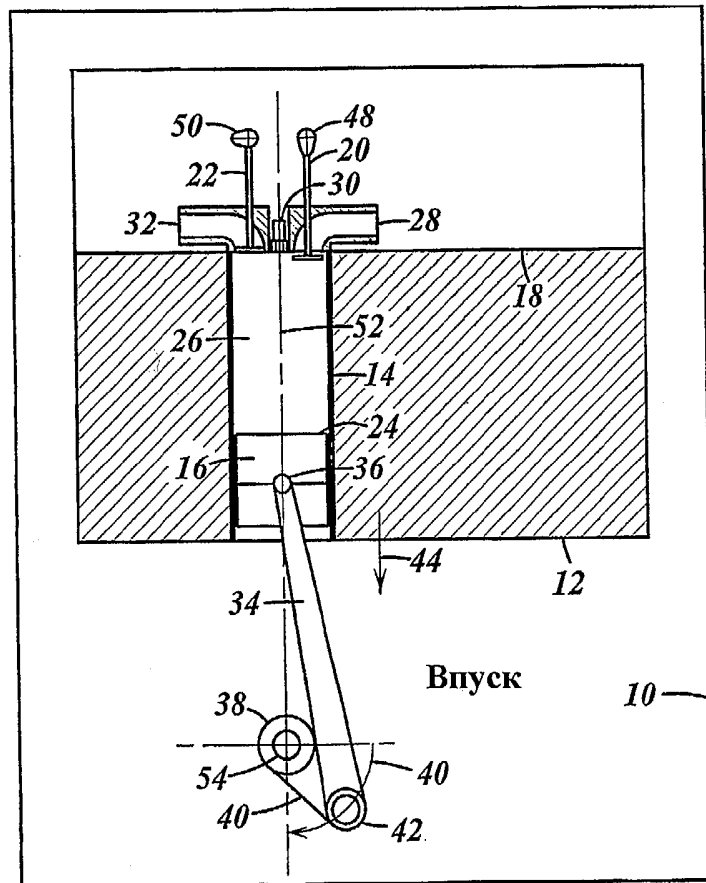
20. Способ по п.19, который дополнительно включает в себя операцию закрывания переходного клапана после того, как произошло, по меньшей мере, 5% полного сгорания газа.

35

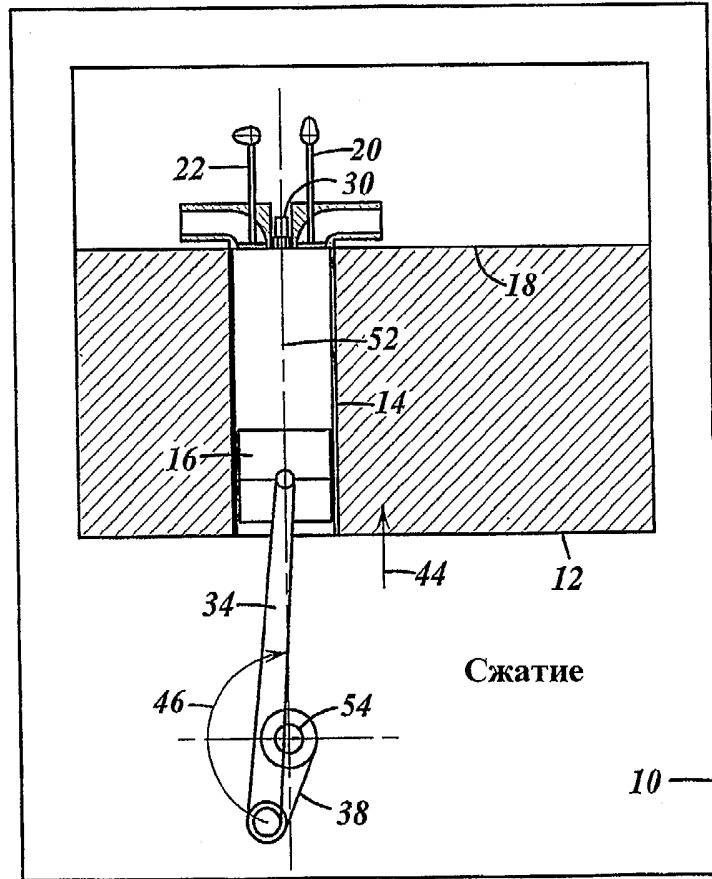
40

45

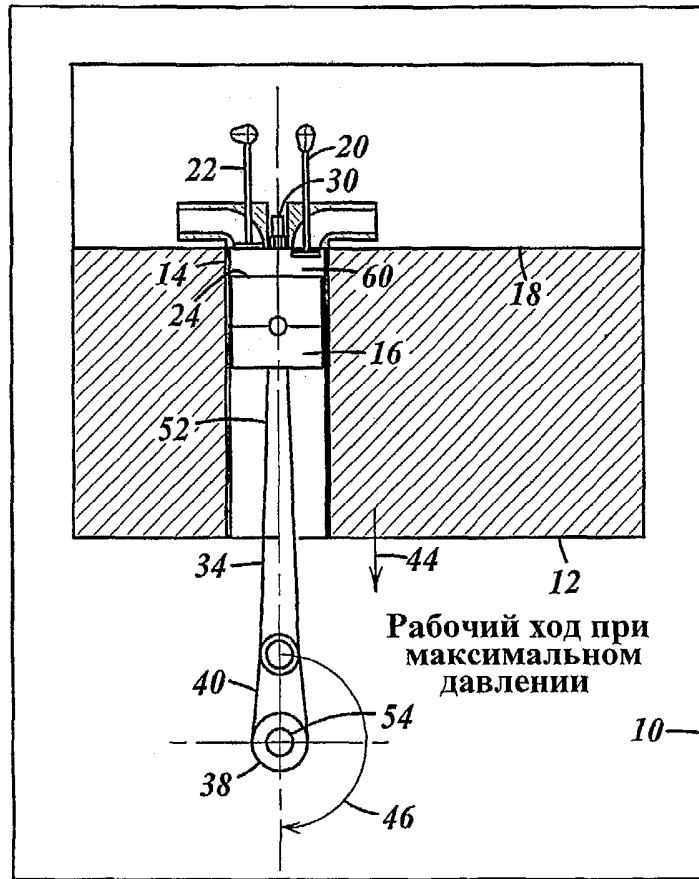
50



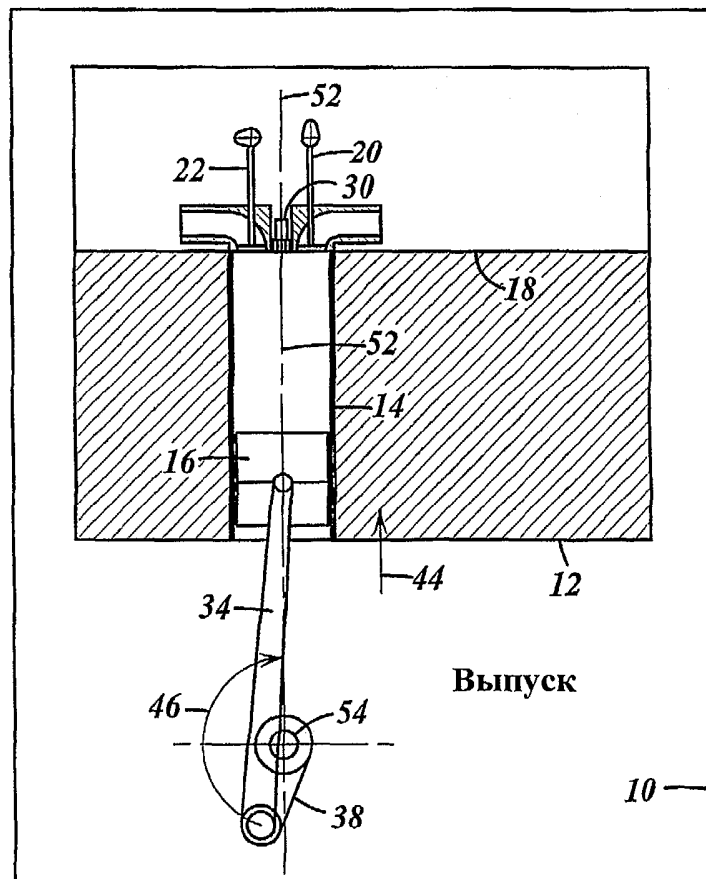
Фиг. 1
Известный уровень техники.



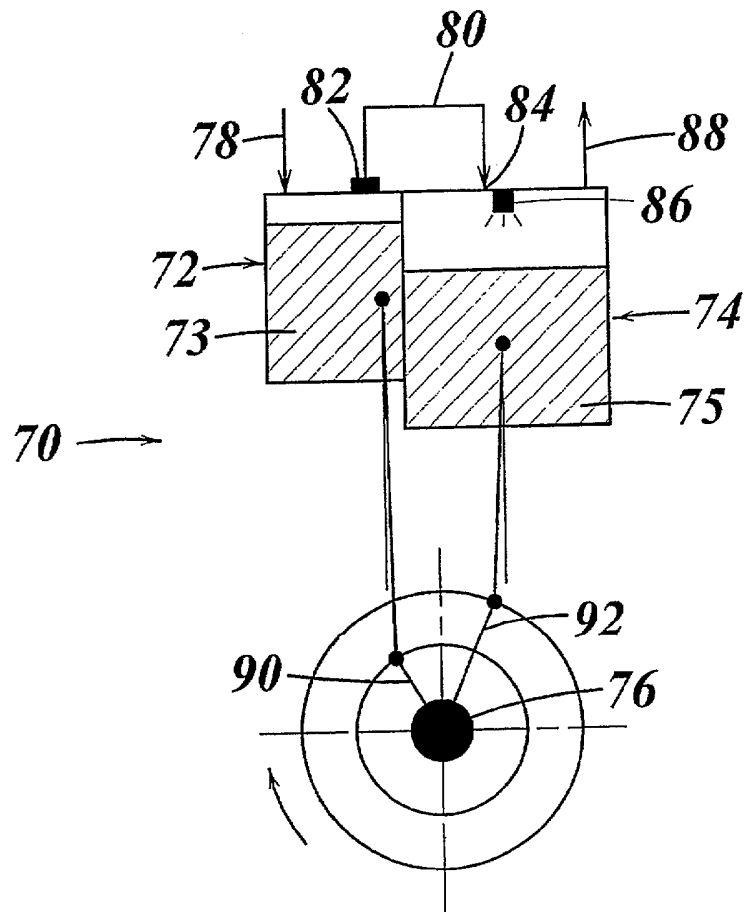
Фиг. 2
Известный уровень техники



Фиг. 3
Известный уровень техники

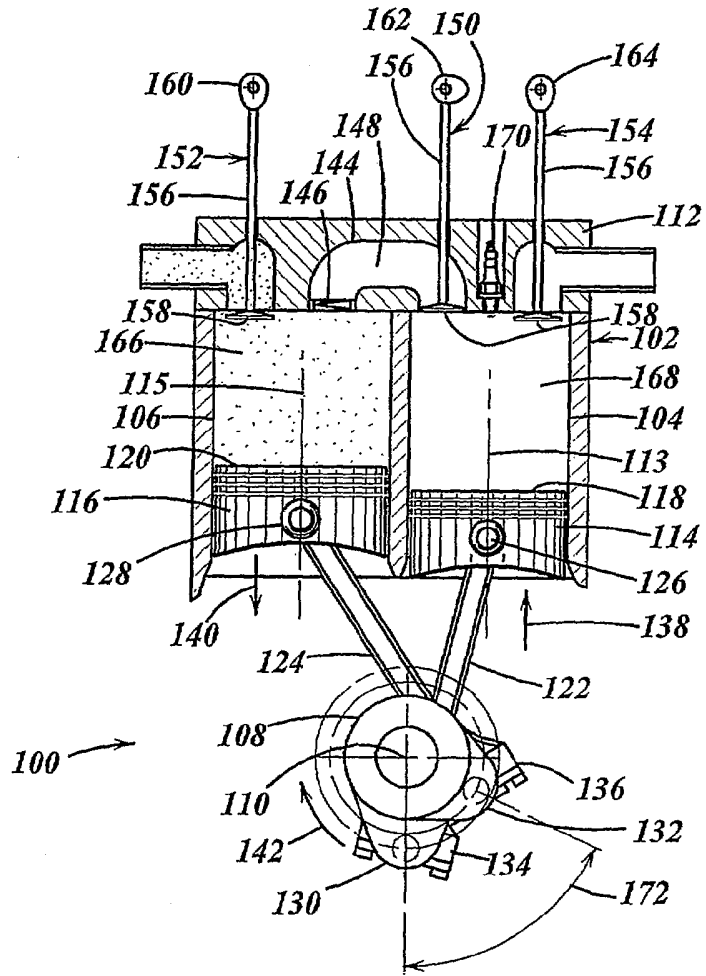


Фиг. 4
Известный уровень техники

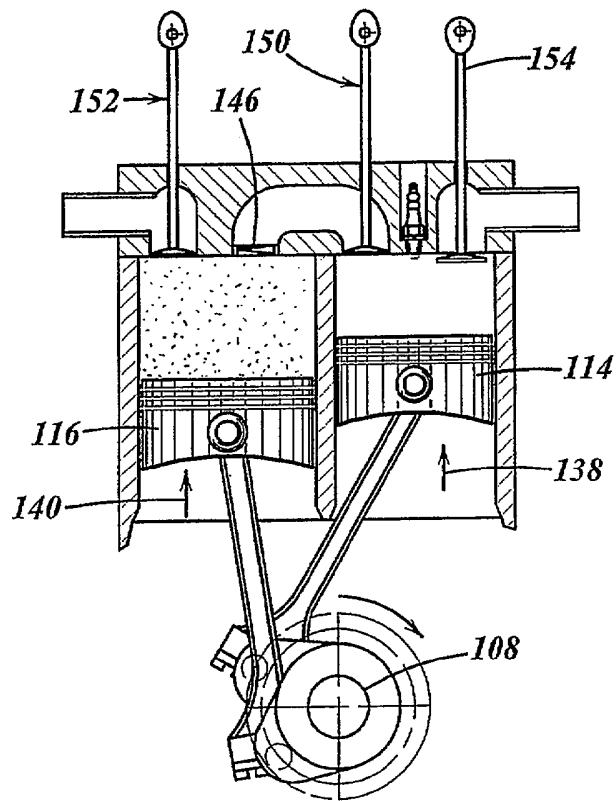


Фиг. 5

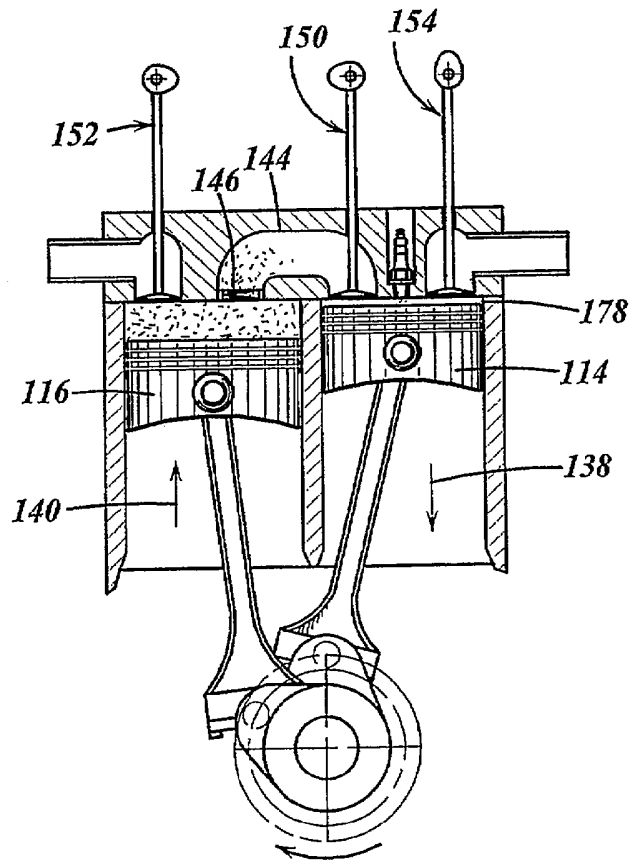
Известный уровень техники



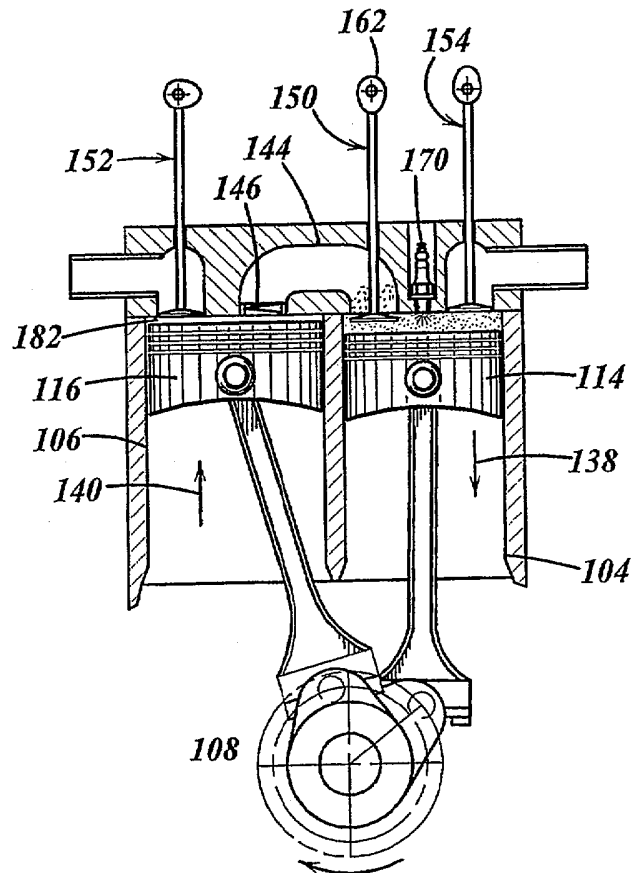
Фиг. 6



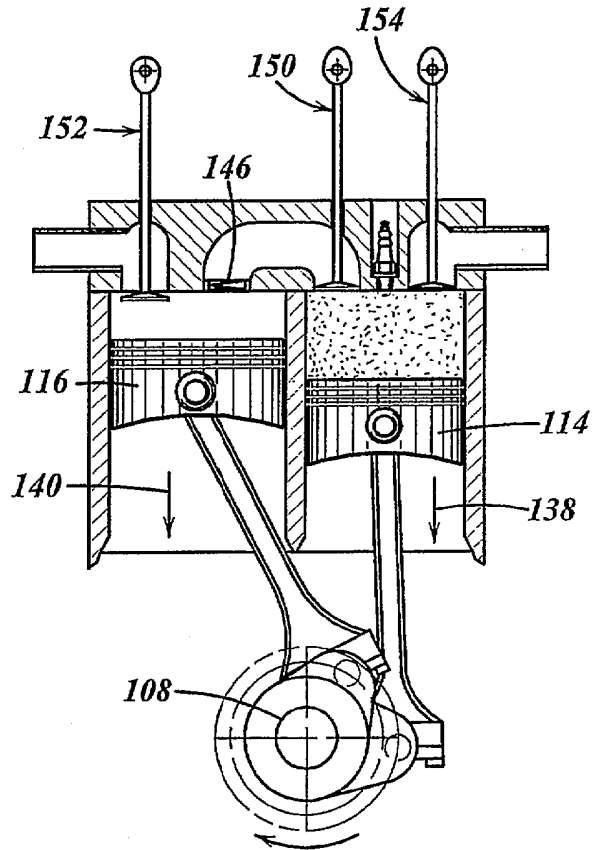
Фиг. 7



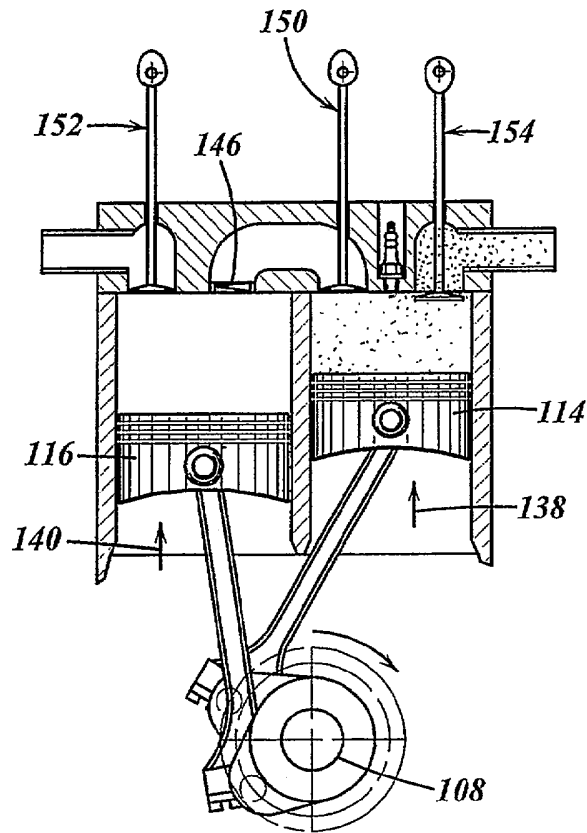
Фиг. 8



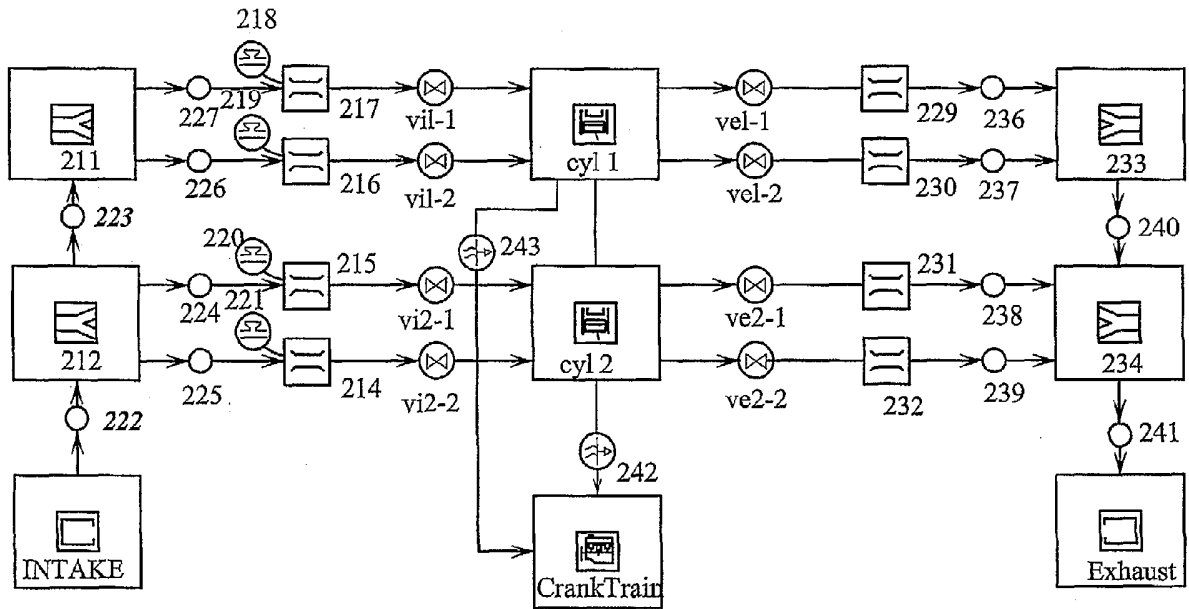
Фиг. 9



Фиг. 10



Фиг. 11

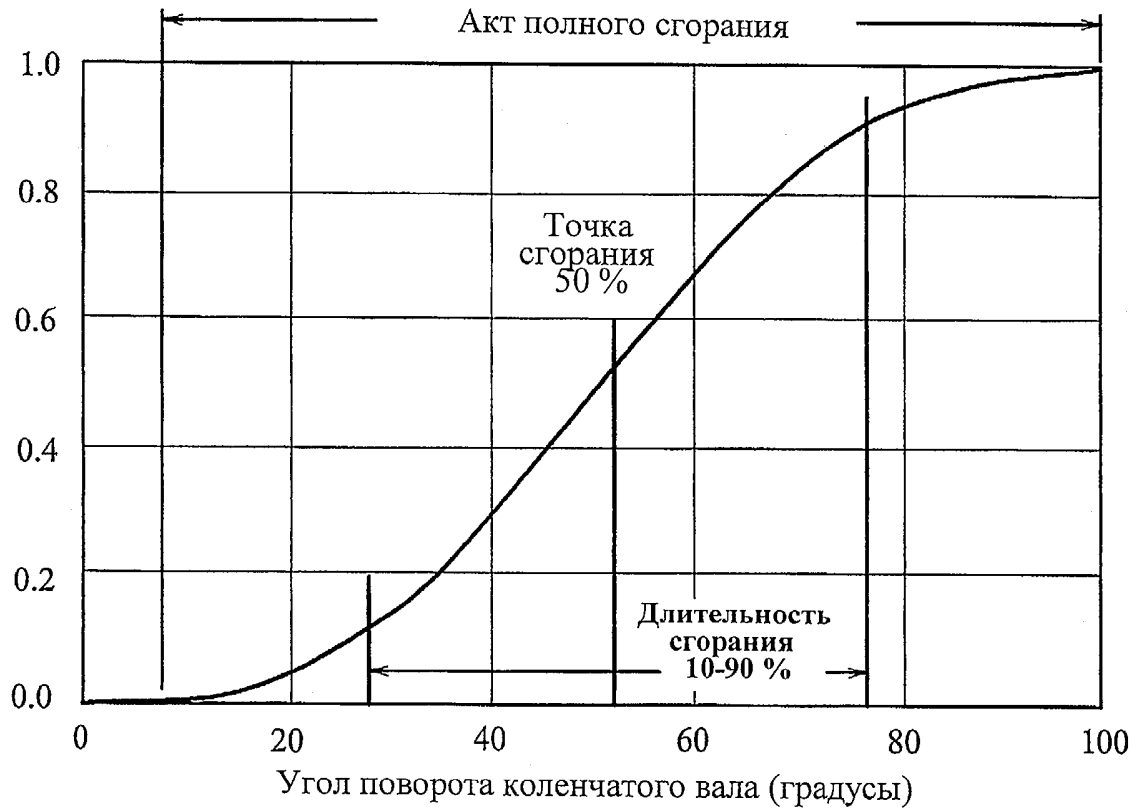


Фиг. 12А (Расшифровка обозначений приведена на Фиг. 12В)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЗИЦИЙ: ТРАДИЦИОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

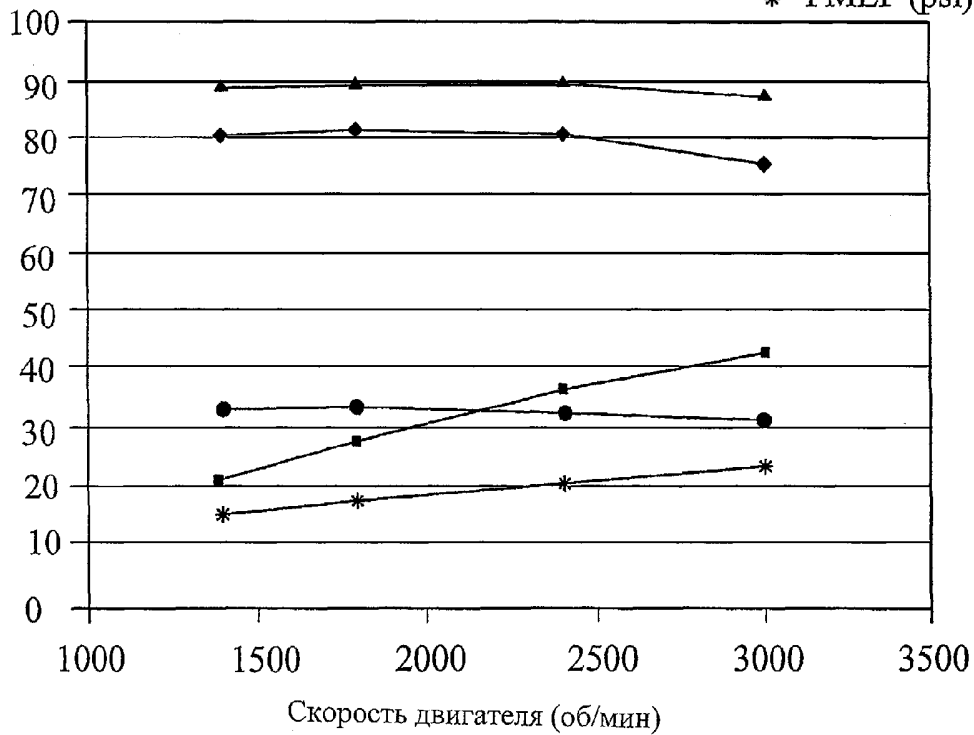
- 211, 212: соединения/ Т-образные сочленения впускного коллектора
- intake: впускной конец окружающей среды (источник бесконечной окружающей среды)
- 214, 215, 216, 217: впускные каналы
- 218, 219, 220, 221: топливные форсунки
- vix-y: впускные клапаны
- cyl 1: цилиндр #1 традиционного двигателя
- cyl 2: цилиндр #2 традиционного двигателя
- vex-y: впускные клапаны
- 229, 230, 231, 232: выпускные каналы
- 233, 234: выпускные соединения или Т-образные сочленения
- exhaust: выпускной конец окружающей среды (выпуск бесконечной окружающей среды)
- crank train («последовательность коленчатого вала»): математический элемент для суммирования элементов от всех цилиндров двигателя и от структуры обработки, такой как порядок работы цилиндров.
- 224-232 (кроме 228): соединения в виде "отверстия" для обработки соединений между трубами и соединениями в модели. Эти позиции ничего не отображают в реальных аппаратных средствах.
- 243, 248: математические связи, отображающие механическое соединение между цилиндрами и crank train.

Фиг. 12В



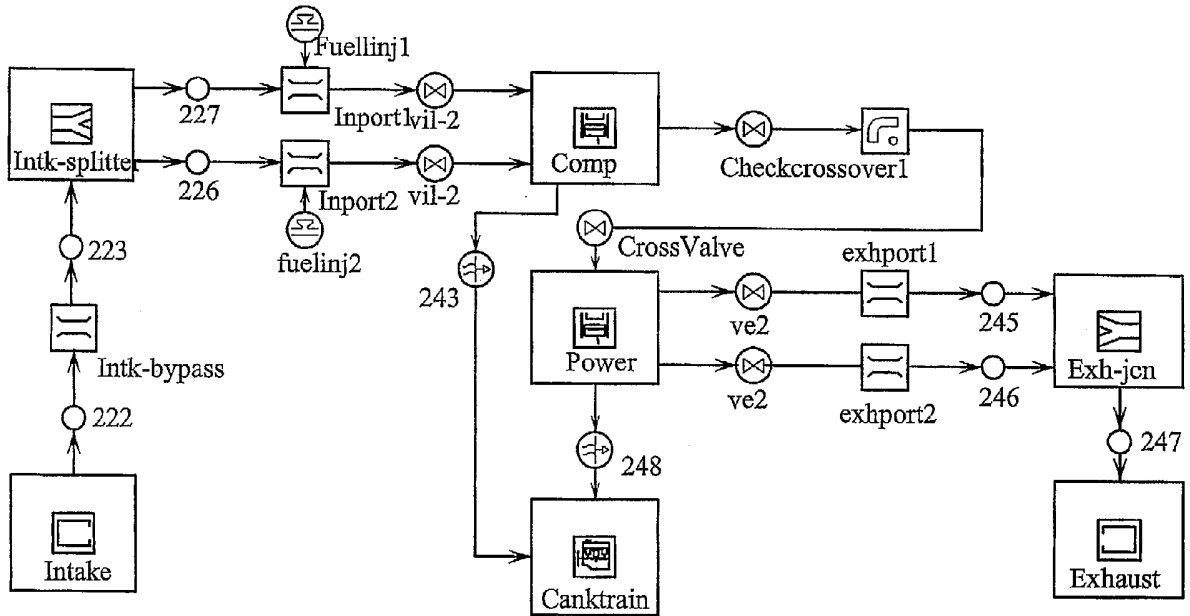
Фиг. 13

- ▲ Тормозной момент (фут-фунт)
- ◆ Тормозная мощность (л.с.)
- Объемная эффективность (%)
- ВТЕ (%)
- * FMEP (psi)



Сводка зависимости рабочих характеристик традиционного двигателя от скорости двигателя

Фиг. 14

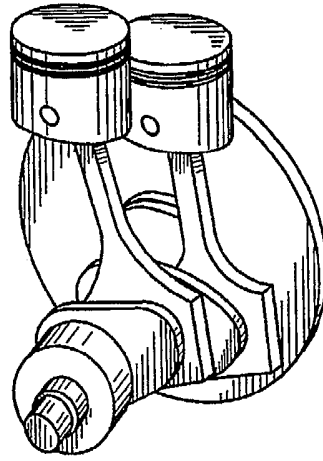


Фиг. 15А (Расшифровка обозначений приведена на Фиг. 15В)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЗИЦИЙ: ДВИГАТЕЛЬ С РАСЩЕПЛЕННЫМ ЦИКЛОМ

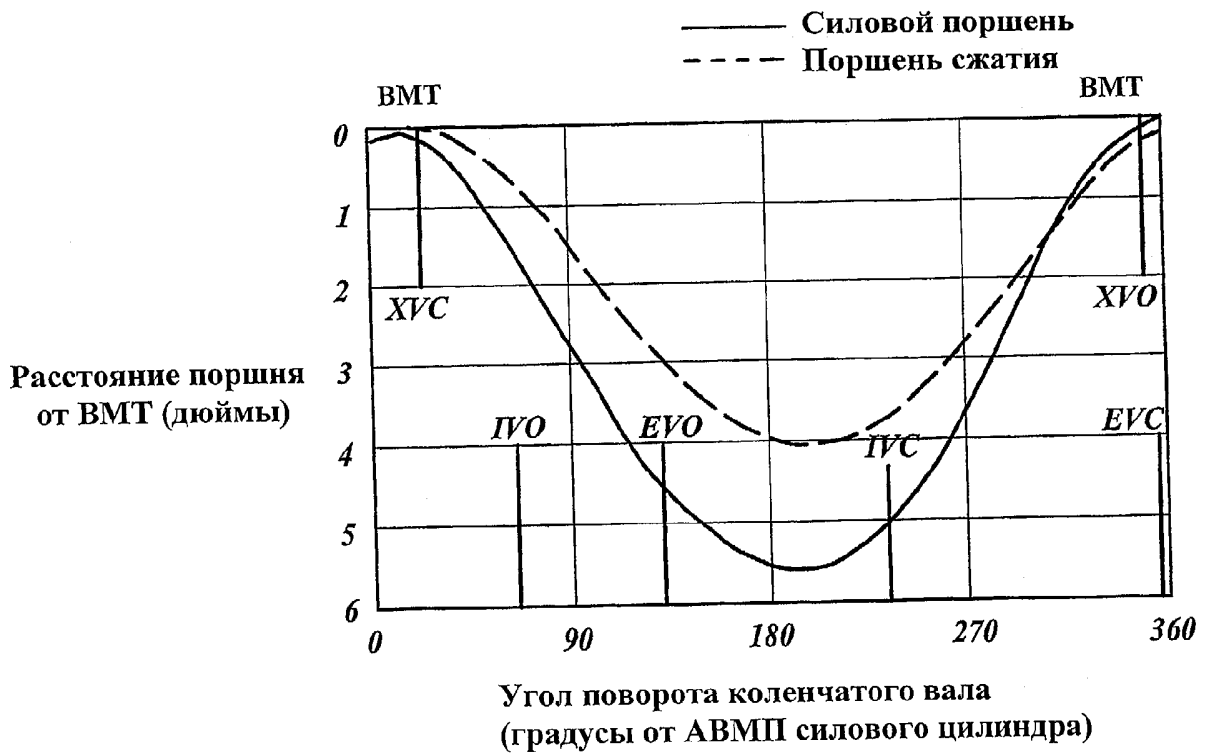
- **intake:** впускной конец окружающей среды (источник бесконечной окружающей среды)
- **intk-bypass:** единственный впускной канал до расщепления
- **intk-splitter:** соединение/ Т образное сочленение впускного коллектора
- **intport 1, intport 2:** впускные каналы
- **fuelinj 1, fuelinj 2:** топливные форсунки
- **vil-y:** впускные клапаны
- **comp:** цилиндр сжатия
- **check:** стопорный клапан или пластинчатый клапан на выпуске цилиндра сжатия
- **crossover 1:** переходной канал
- **cross-valve:** работавший переходной клапан
- **power:** цилиндр расширения или силовой цилиндр
- **vex:** выпускные клапаны
- **exhport 1, exhport 2:** выпускные каналы
- **exh-jcn:** выпускное соединение/ Т образное сочленение
- **exhaust:** выпускной конец окружающей среды (выпуск бесконечной окружающей среды)
- **crank train** («последовательность коленчатого вала»): математический элемент для суммирования элементов от всех цилиндров двигателя и от структуры обработки, такой как порядок работы цилиндров.
- **222, 223, 226, 227, 245, 246, 247:** соединения в виде "отверстия" для обработки соединений между трубами и соединениями в модели. Эти позиции не представлены в реальных аппаратных средствах.
- **243, 248:** математические связи, отображающие механическое соединение между цилиндрами и crank train.

Фиг. 15В

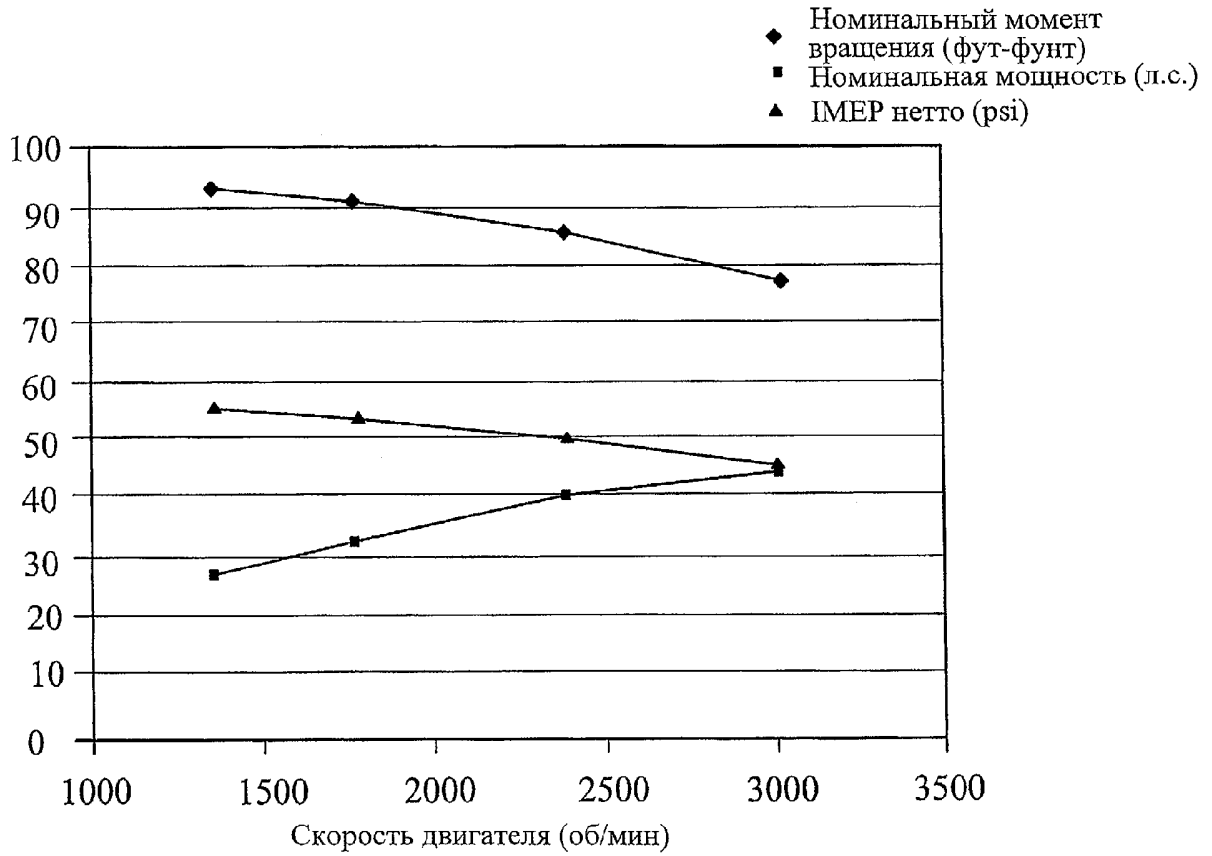


Модель MSC.ADAMS® двигателя с расщепленным циклом

Фиг. 16



Фиг. 17



Сводка зависимости рабочих характеристик исходного двигателя с расщепленным циклом от скорости двигателя

Фиг. 18

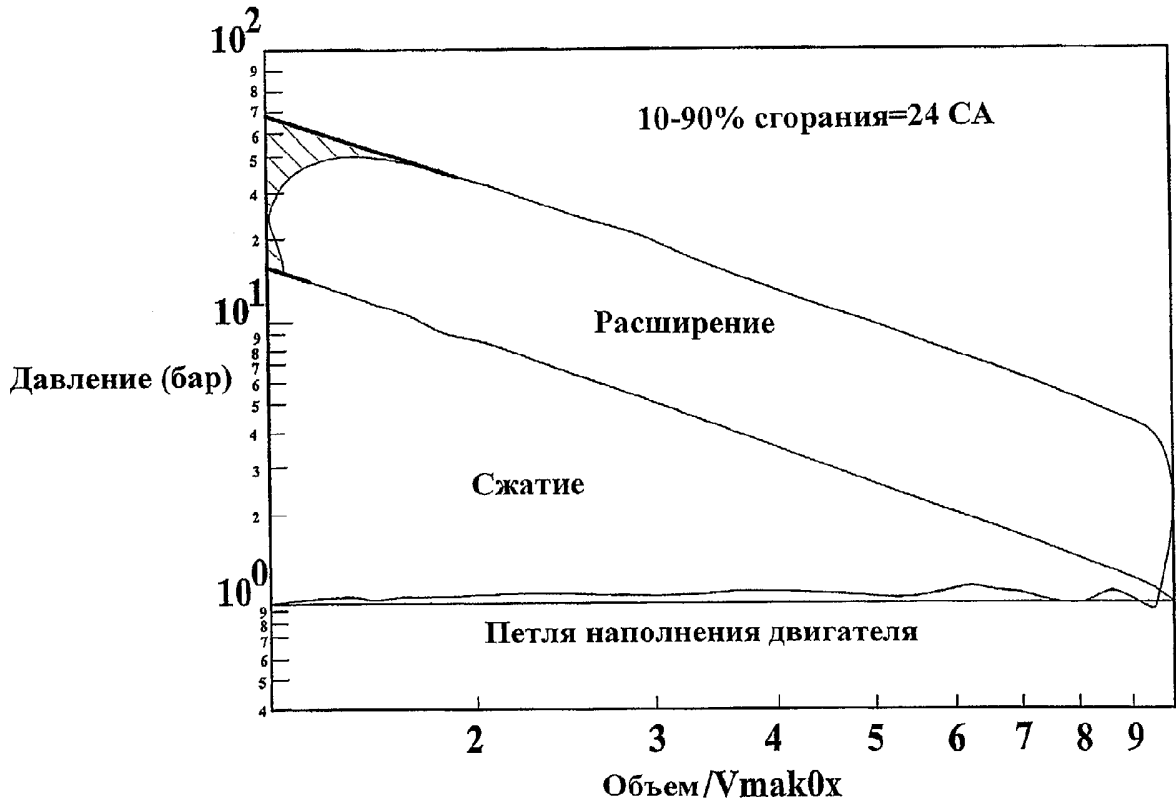


Диаграмма логарифма объема относительно логарифма давления для традиционного двигателя

Фиг. 19

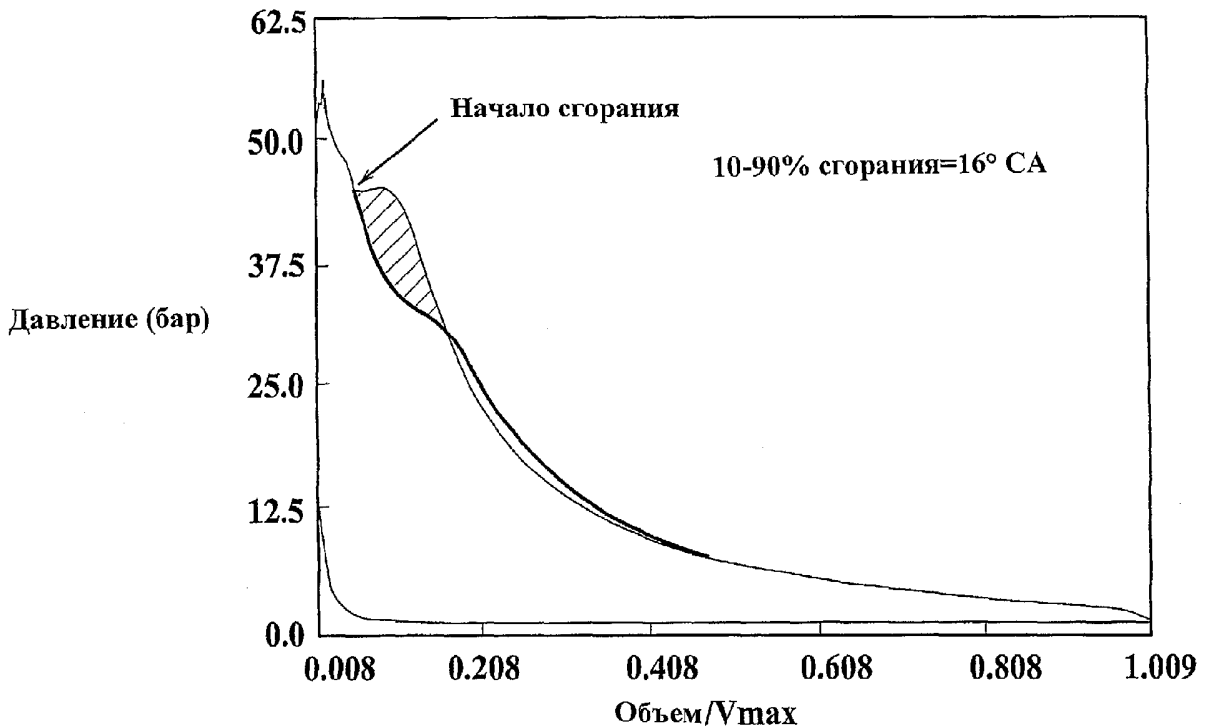


Диаграмма объем - давление для рабочего цилиндра двигателя с расщепленным циклом

Фиг. 20

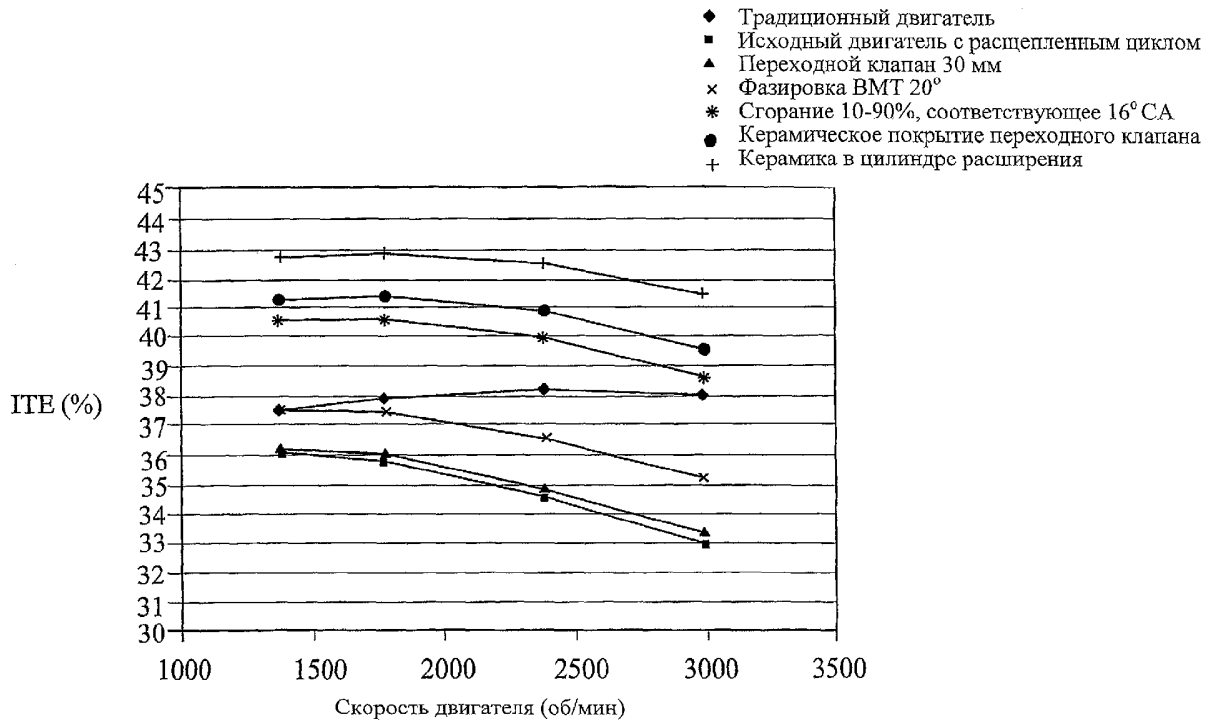
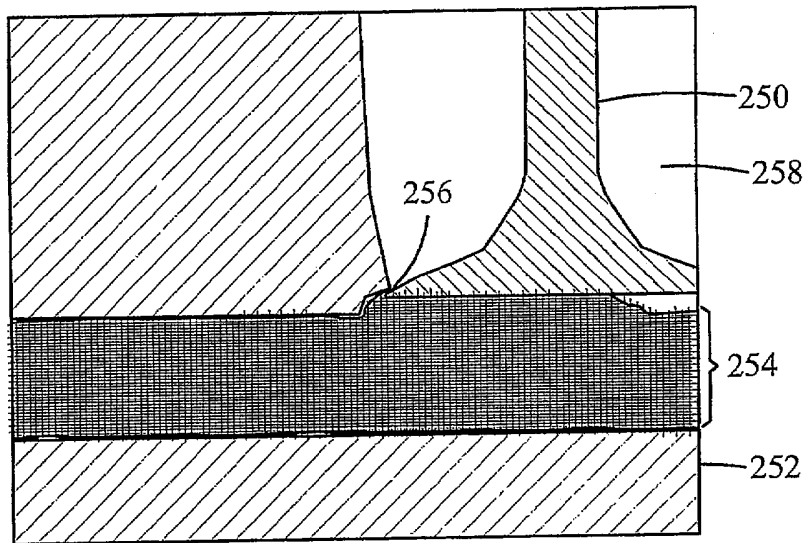


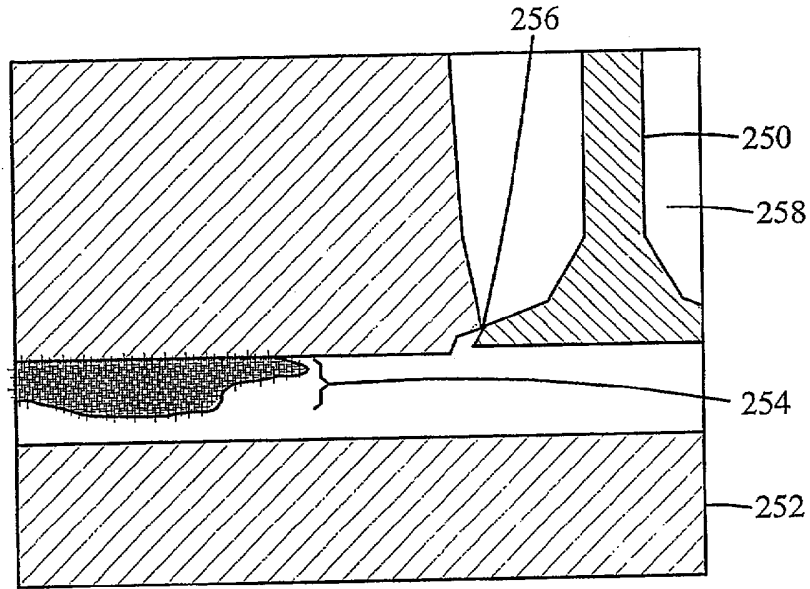
График сравнения номинальных термических КПД традиционного двигателя и двигателей с расщепленным циклом

Фиг. 21



35 % перекрытия сгорания

Фиг. 22



5 % перекрытия сгорания

Фиг. 23

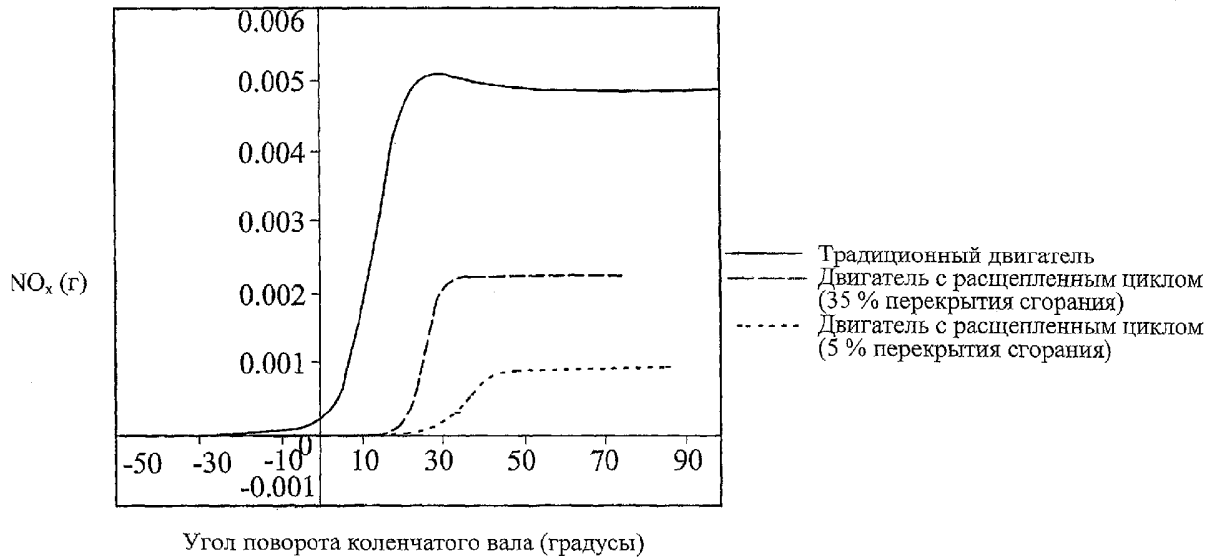


График прогнозируемых NO_x выбросов для всех трех случаев прогона

Фиг. 24

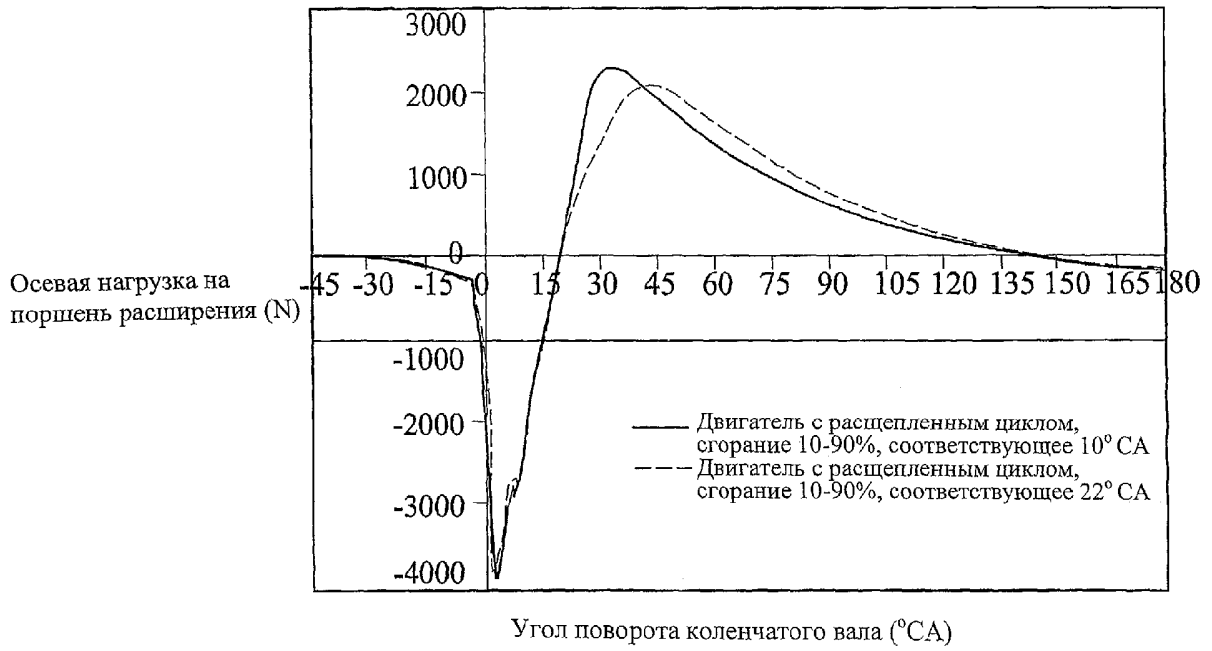


График осевой нагрузки поршня в функции длительности сгорания

Фиг. 25

- ◆— Номинальная мощность (л.с.)
- ИТЭ (%)

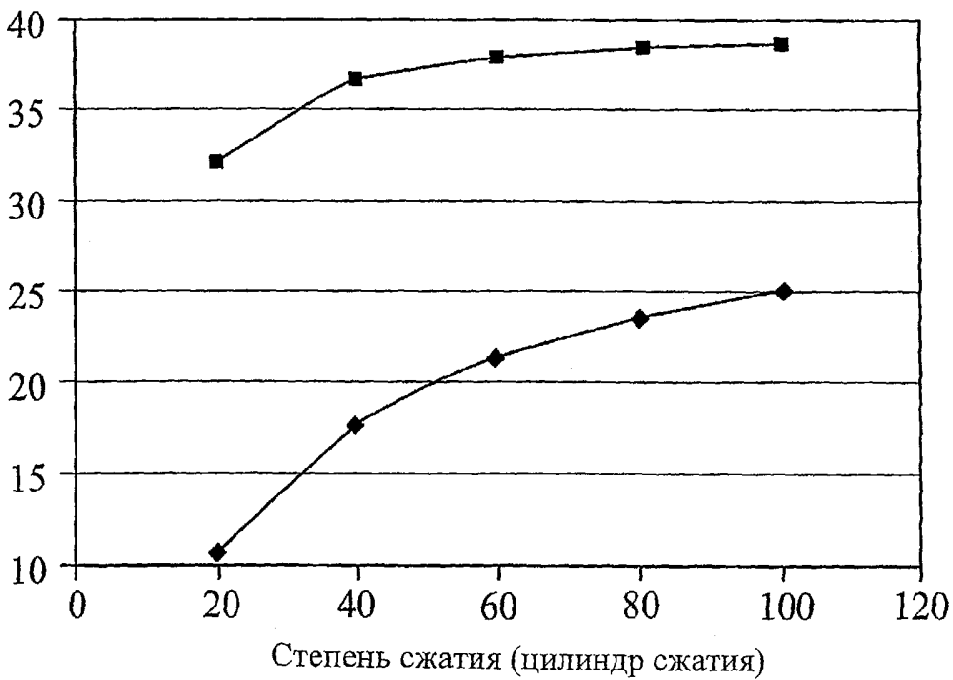


График зависимости номинальной мощности и термического КПД от степени сжатия

Фиг. 26

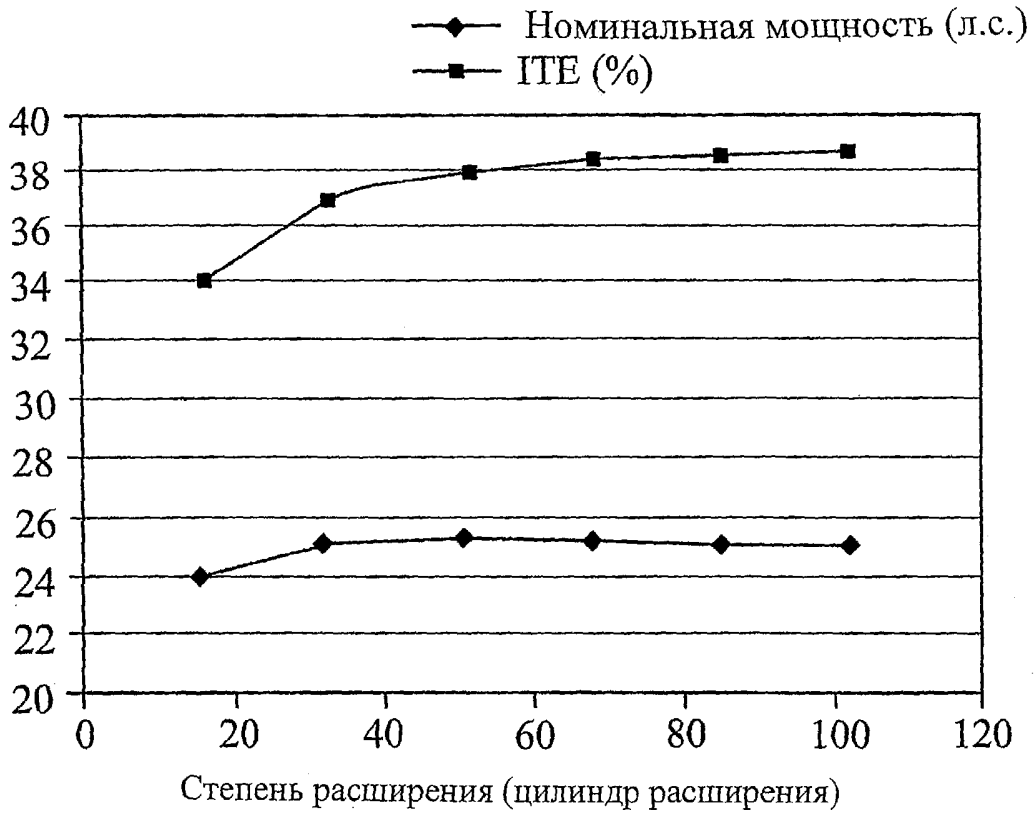
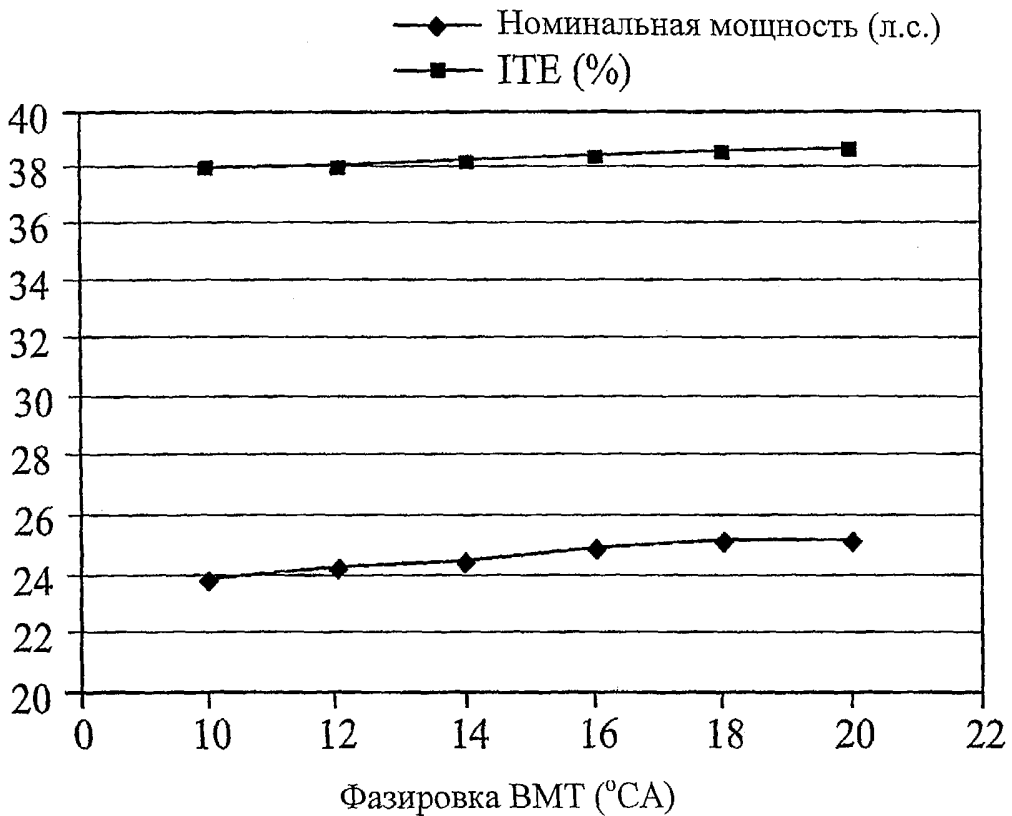


График зависимости номинальной мощности и термического КПД от степени расширения

Фиг. 27



Фиг. 28

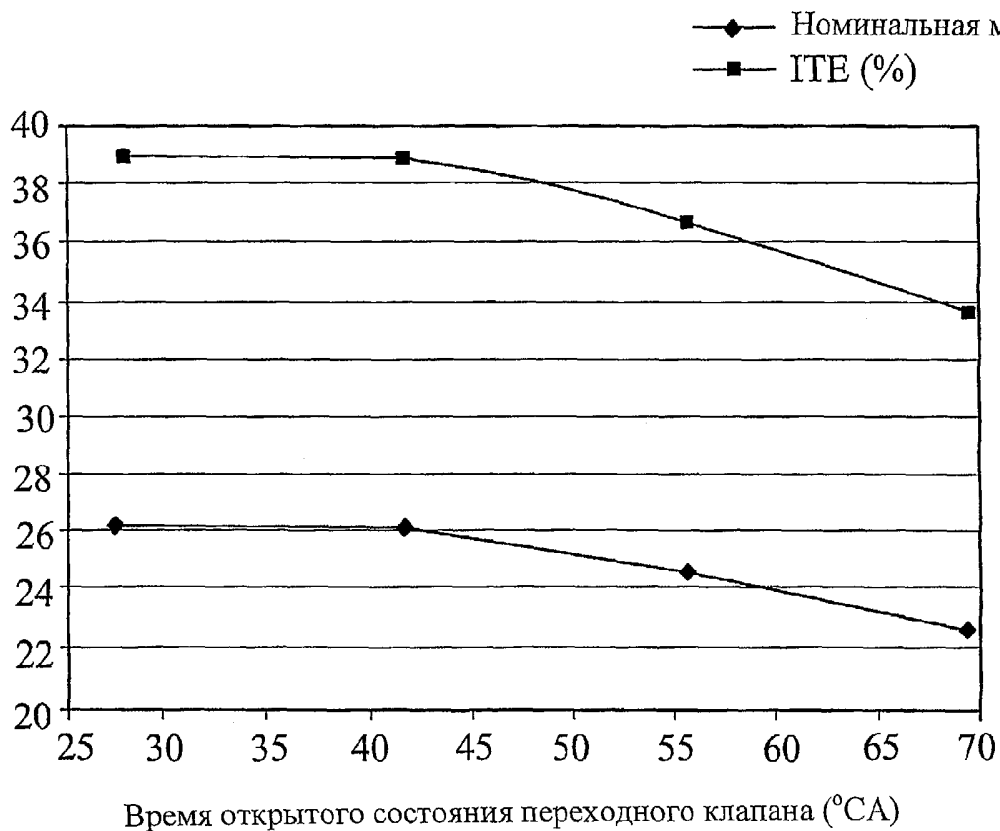


График зависимости номинальной мощности и термического КПД от времени открытого состояния переходного клапана

Фиг. 29