

# РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2435046

### ДВИГАТЕЛЬ С РАЗДЕЛЕННЫМ ЦИКЛОМ И СПОСОБ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ

Патентообладатель(ли): *СКАДЕРИ ГРУП, ЭлЭлСи (US)*

Автор(ы): *ФИЛЛИПС Форд А. (US)*

Заявка № 2010101967

Приоритет изобретения 07 августа 2007 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 27 ноября 2011 г.

Срок действия патента истекает 11 июня 2028 г.

*Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам*

*Б.П. Симонов*



(51) МПК  
**F02B 41/00** (2006.01)  
**F02B 33/22** (2006.01)  
**F02B 33/44** (2006.01)

**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,  
 ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ**

**(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ**

(21)(22) Заявка: 2010101967/06, 11.06.2008

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
 11.06.2008

Приоритет(ы):

(30) Конвенционный приоритет:  
 07.08.2007 US 60/963,742

(45) Опубликовано: 27.11.2011 Бюл. № 33

(56) Список документов, цитированных в отчете о  
 поиске: RU 2263797 C2, 10.11.2005. SU 1413257 A1,  
 30.07.1988. US 6874454 B2, 05.04.2005. WO  
 2002025078 A1, 28.03.2002.

(85) Дата начала рассмотрения заявки РСТ на  
 национальной фазе: 09.03.2010

(86) Заявка РСТ:  
 US 2008/007313 (11.06.2008)

(87) Публикация заявки РСТ:  
 WO 2009/020489 (12.02.2009)

Адрес для переписки:

119034, Москва, Пречистенский переулок, д.  
 14, стр.1, 4 этаж, "Гоулингз Интернэшнл  
 Инк.", В.Н. Дементьеву

(72) Автор(ы):

**ФИЛЛИПС Форд А. (US)**

(73) Патентообладатель(и):

**СКАДЕРИ ГРУП, ЭлЭлСи (US)**

RU 2 435 046 C2

RU 2 435 046 C2

**(54) ДВИГАТЕЛЬ С РАЗДЕЛЕННЫМ ЦИКЛОМ И СПОСОБ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ**

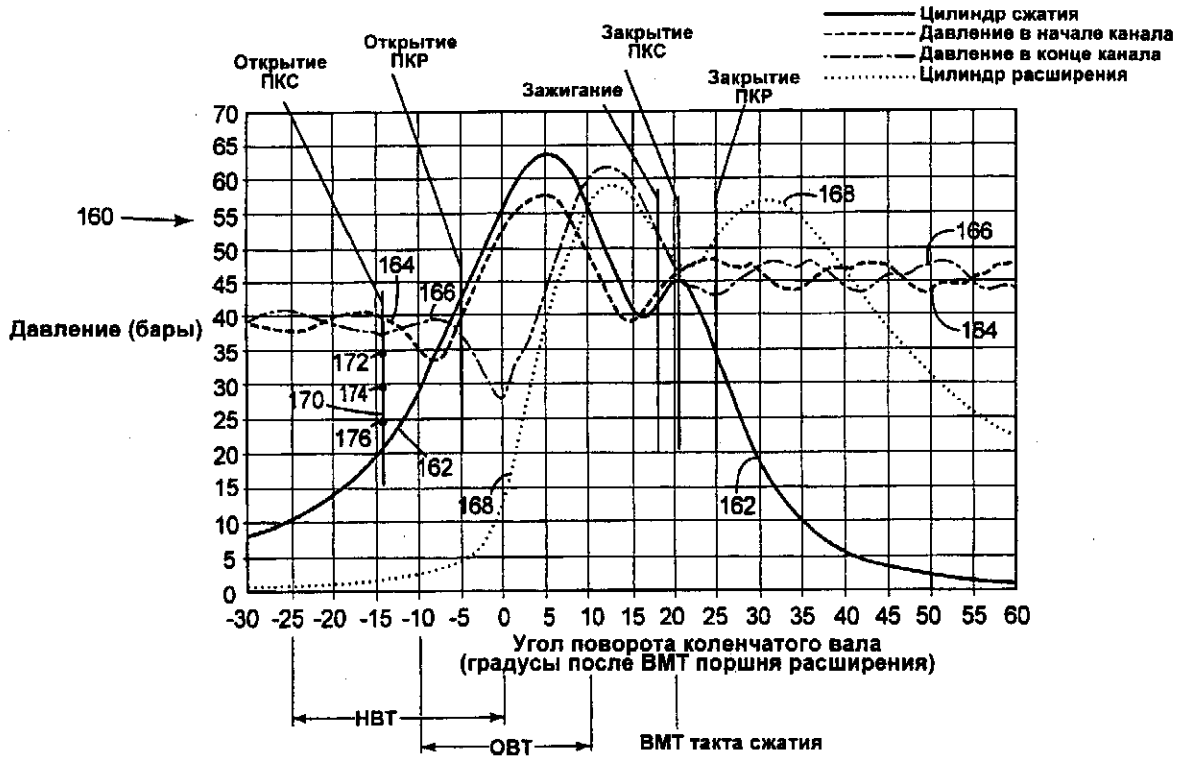
(57) Реферат:

Изобретение относится к двигателям внутреннего сгорания (ДВС) с разделенным циклом, в которых используются цилиндры сжатия и расширения, соединенные друг с другом перепускными каналами. ДВС с разделенным циклом содержит коленчатый вал (52), цилиндры сжатия (66) и расширения (68), поршни сжатия (72) и расширения (74), перепускной канал (38). Поршень сжатия (72) осуществляет такты впуска и сжатия за один оборот коленчатого вала (52). Поршень расширения (74) осуществляет такты расширения и выпуска за один оборот коленчатого вала (52).

Перепускной канал (38) соединяет цилиндры сжатия (66) и расширения (68). Перепускной канал (38) содержит перепускные клапаны сжатия (ПКС (84)) и расширения (ПКР (86)). Между перепускными клапанами (84, 86) сформирована полость высокого давления. ПКС (84) открывается, когда давление в цилиндре сжатия (66) меньше давления в начальной части перепускного канала (78) возле перепускного клапана сжатия (84). Также в изобретении рассмотрен способ эксплуатации ДВС с разделенным циклом, в котором открытие ПКС происходит, когда давление в цилиндре сжатия меньше давления в начальной части перепускного канала, возле

перепускного клапана сжатия. Технический результат заключается в увеличении продолжительности времени открытия

клапанов и снижении мощности, затрачиваемой на нагнетание в двигателях с разделенным циклом. 2 н. и 14 з.п. ф-лы, 13 ил.



Фиг. 13

RU 2435046 C2

RU 2435046 C2

## ОБЛАСТЬ ТЕХНИКИ

Настоящее изобретение относится к двигателям внутреннего сгорания. Более конкретно, настоящее изобретение относится к двигателям с разделенным циклом, в которых используются два поршня, один из которых осуществляет такты впуска (всасывания) и сжатия, а другой поршень осуществляет такты расширения (рабочего хода) и выпуска, причем все четыре такта выполняются за один оборот коленчатого вала двигателя.

## ПРЕДПОСЫЛКИ СОЗДАНИЯ ИЗОБРЕТЕНИЯ

Для ясности, термин "обычный двигатель", используемый в настоящем описании, означает двигатель внутреннего сгорания, в котором все четыре такта хорошо известного цикла Отто, то есть впуск, сжатие, расширение и выпуск, выполняются каждой парой цилиндр/поршень двигателя. Также, для ясности, для термина "двигатель с разделенным циклом", относящегося к известным двигателям, а также к двигателю, являющемуся объектом настоящего изобретения, предлагается следующее определение.

Двигатель с разделенным циклом, указываемый в настоящем описании, содержит: коленчатый вал, установленный с возможностью вращения вокруг своей оси; поршень сжатия, установленный в цилиндре сжатия с возможностью скольжения в нем и функционально соединенный с коленчатым валом, так что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя такты впуска и сжатия за один оборот коленчатого вала; поршень расширения (рабочего хода), установленный в цилиндре расширения с возможностью скольжения в нем и функционально соединенный с коленчатым валом, так что поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя такты расширения и выпуска за один оборот коленчатого вала; и перепускной канал, который соединяет цилиндры сжатия и расширения и содержит перепускной клапан сжатия и перепускной клапан расширения с полостью высокого давления, сформированной между ними.

В патенте США №6543225, выданном 8.04.2003 Carmelo J. Scuderi (далее "патент Scuderi"), содержится подробное описание двигателей с разделенным циклом и аналогичных конструкций. Кроме того, в указанном патенте подробно описывается известный вариант конструкции двигателя, дальнейшее улучшение которого предлагается в настоящем изобретении.

На фигуре 1 представленный вариант осуществления идеи двигателя с разделенным циклом, предложенной ранее и описанной в патенте Scuderi, обозначен в целом ссылочным номером 10. В двигателе 10 с разделенным циклом два соседних цилиндра обычного четырехтактного двигателя заменяются одним цилиндром 12 сжатия и одним цилиндром 14 расширения. Эти два цилиндра 12, 14 выполняют свои функции за один оборот коленчатого вала 16. Всасываемый воздух и топливо вводятся в цилиндр 12 сжатия через обычные впускные тарельчатые клапаны 18. Поршень 20 сжатия сжимает воздух с впрыснутым топливом и выталкивает горючую смесь в перепускной канал 22, который является входным каналом для цилиндра 14 расширения.

На входе перепускного канала 22 установлен перепускной клапан 24 сжатия запорного типа, который предотвращает обратный поток из перепускного канала 22 в цилиндр 12 сжатия. Таким образом, запорный клапан 24 обеспечивает прохождение потока воздуха только в одну сторону, из цилиндра сжатия 12 в перепускной канал 22.

В рассматриваемой конструкции на выходе перепускного канала 22 установлен

перепускной клапан 26 расширения, предназначенный для управления потоком вводимой сжатой горючей смеси, так чтобы смесь полностью поступала в цилиндр 14 расширения сразу же после того, как поршень 30 расширения достигает положения своей верхней мертвой точки (ВМТ). Сразу же после того, как в цилиндр 14 расширения поступает вводимая горючая смесь, в свече 28 зажигания инициируется искра, и в результате сгорания горючей смеси поршень 30 расширения будет перемещаться вниз в направлении своей нижней мертвой точки (НМТ). Отработавшие газы выталкиваются из цилиндра расширения через выпускные тарельчатые клапаны 32.

На фигуре 2 приведен вид альтернативной конструкции двигателя 33 с разделенным циклом, раскрытой в патенте США №6789514, выданном Suh и др. (далее "патент Suh"). Как показано на фигуре 2 (соответствует фигуре 4а в патенте), двигатель 33 с разделенным циклом содержит цилиндр 34 сжатия и цилиндр 35 расширения, соединенные перепускным каналом 36. В цилиндрах 34 и 35 совершают возвратно-поступательное движение поршни 37, 38 сжатия и расширения соответственно. Открывающийся внутрь тарельчатый перепускной клапан 39 сжатия и открывающийся внутрь тарельчатый перепускной клапан 40 расширения управляют потоком сжатой смеси 41 воздуха с топливом, проходящим через перепускной канал 36 в цилиндр 35 расширения, где горючая смесь поджигается свечой 42 зажигания.

Двигатель 33 конструкции Suh отличается по меньшей мере двумя особенностями от двигателя 10 конструкции Scuderi:

1) горючая смесь 41 поджигается до того момента, как поршень 38 расширения достигнет положения своей ВМТ (см. патент Suh, колонка 14, строки 39-41), а не после этой ВМТ; и

2) перепускной клапан 39 сжатия в конструкции Suh представляет собой открывающийся внутрь тарельчатый клапан (см. Suh, колонка 14, строки 29-30), а не запорный клапан.

На фигуре 3, которая соответствует фигуре 5 патента Suh, показано, что в конструкции Suh так же, как и в конструкции Scuderi, предотвращается обратный поток из перепускного канала 36 в цилиндр 34 сжатия за счет задержанного открытия перепускного клапана 39 сжатия, а именно он открывается, когда имеется положительная разница давлений в цилиндре 34 сжатия и в канале 36. На графике 43 представлено изменение давления в перепускном канале (кривая 44) и изменение давления в цилиндре сжатия (кривая 45), а также указаны моменты открытия и закрытия перепускного клапана расширения ПКР (линии 46 и 47 соответственно) и моменты открытия и закрытия перепускного клапана сжатия ПКС (линии 48 и 49 соответственно). Поскольку перепускной клапан сжатия открывается только примерно за  $60^\circ$  угла поворота коленчатого вала до ВМТ поршня 37 сжатия, когда давление 45 в цилиндре сжатия будет больше давления 44 в перепускном канале, то обратный поток из перепускного канала 36 в цилиндр 34 сжатия исключается.

Для двигателей с разделенным циклом, в особенности для таких двигателей, в которых горючая смесь поджигается после достижения поршнем расширения положения его ВМТ, как, например, в конструкции Scuderi, очень высоки требования к динамике привода перепускных клапанов. Это связано с тем, что перепускные клапаны 24 и 28 двигателя 10 конструкции Scuderi должны подниматься на достаточную высоту для полной передачи горючей смеси в пределах гораздо меньшего угла поворота коленчатого вала (обычно порядка  $30^\circ$ ) по сравнению с

обычным двигателем, в котором обычно клапаны открываются в пределах 180-220° угла поворота коленчатого вала. Это означает, что перепускные клапаны в конструкции Scuderі должны срабатывать примерно в шесть раз быстрее клапанов обычного двигателя.

5 Увеличение высоты подъема клапанов и/или увеличение промежутка времени, в течение которого клапаны открыты, в общем случае улучшает характеристики двигателя, поскольку снижаются ограничения, предъявляемые к потоку, и снижается мощность, затрачиваемая на нагнетание. Однако высота подъема клапанов и  
10 интервалы их открытия обычно ограничены возможностью возникновения обратного потока, который может увеличивать мощность, затрачиваемую на нагнетание, и ухудшать характеристики двигателя. Кроме того, высота подъема клапанов и интервалы их открытия ограничиваются переходными процессами и ударами клапанов. Это особенно справедливо для двигателей с разделенным циклом, в  
15 которых используются быстродействующие перепускные клапаны. Поэтому существует потребность в увеличении высоты подъема и/или продолжительности времени открытия перепускных клапанов двигателя с разделенным циклом.

### СУЩНОСТЬ ИЗОБРЕТЕНИЯ

20 Предлагаемый в настоящем изобретении двигатель с разделенным циклом содержит:

коленчатый вал, который может вращаться вокруг своей оси;

поршень сжатия, установленный в цилиндре сжатия с возможностью скольжения в нем и функционально соединенный с коленчатым валом, так что поршень сжатия  
25 совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя такты впуска и сжатия за один оборот коленчатого вала;

поршень расширения, установленный в цилиндре расширения с возможностью скольжения в нем и функционально соединенный с коленчатым валом, так что  
30 поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя такты расширения и выпуска за один оборот коленчатого вала; и

перепускной канал, который соединяет цилиндры сжатия и расширения и содержит перепускной клапан сжатия и перепускной клапан расширения с полостью высокого давления, сформированной между ними;

35 причем перепускной клапан сжатия открывается, когда давление в цилиндре сжатия меньше давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.

Предлагается также способ применения двигателя с разделенным циклом,  
40 содержащего:

коленчатый вал, который может вращаться вокруг своей оси;

поршень сжатия, установленный в цилиндре сжатия с возможностью скольжения в нем и функционально соединенный с коленчатым валом, так что поршень сжатия  
45 совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя такты впуска и сжатия за один оборот коленчатого вала;

поршень расширения, установленный в цилиндре расширения с возможностью скольжения в нем и функционально соединенный с коленчатым валом, так что поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя  
50 такты расширения и выпуска за один оборот коленчатого вала; и

перепускной канал, который соединяет цилиндры сжатия и расширения и содержит перепускной клапан сжатия и перепускной клапан расширения с полостью высокого давления, сформированной между ними;

причем способ включает открытие перепускного клапана сжатия в такой момент времени, когда давление в цилиндре сжатия меньше давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.

Могут использоваться также следующие дополнительные признаки.

5 Может обеспечиваться открытие перепускного клапана сжатия в такой момент времени, когда величина давления в цилиндре сжатия по меньшей мере на 5-15 бар ниже величины давления в начальной части перепускного канала.

10 Может обеспечиваться открытие перепускного клапана сжатия за 1,5-4,5° угла поворота коленчатого вала, до того как величина давления в цилиндре сжатия достигнет величины давления в начальной части перепускного канала.

Эти и другие признаки и достоинства изобретения можно будет понять в более полной степени из нижеприведенного подробного описания изобретения вместе с прилагаемыми чертежами.

### 15 КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ

Фигура 1 - вид поперечного сечения известной конструкции двигателя с разделенным циклом, к которому относится настоящее изобретение;

20 фигура 2 - схема другого варианта известной конструкции двигателя с разделенным циклом;

фигура 3 - график давлений для двигателя, представленного на фигуре 2;

фигура 4 - вид поперечного сечения одного из вариантов двигателя с разделенным циклом в соответствии с настоящим изобретением;

25 фигура 5 - вид сверху сечения конструкции двигателя с разделенным циклом по линии 5-5 фигуры 4, вместе с топливными инжекторами;

фигура 6 - график индикаторного и эффективного крутящего момента, рассчитанного для двигателя, представленного на фигурах 4 и 5, для различных моментов открытия перепускного клапана сжатия, для одной и той же максимальной 30 величины подъема клапана;

фигура 7 - график зависимости высоты подъема перепускного клапана сжатия от угла поворота коленчатого вала для стандартного и опережающего открытия перепускных клапанов при одной и той же максимальной высоте подъема;

35 фигура 8 - график зависимости массового расхода воздуха от угла поворота коленчатого вала при опережающем открытии перепускного клапана сжатия в соответствии с изобретением, когда имеет место начальный обратный поток;

фигура 9 - график зависимости воздушного потока от угла поворота коленчатого вала, при котором открывается перепускной клапан сжатия, при одной и той же 40 максимальной высоте подъема клапана;

фигура 10 - графики зависимости максимальных давлений в цилиндрах сжатия и расширения для различных углов поворота коленчатого вала, при которых 45 открывается перепускной клапан сжатия, при одной и той же максимальной высоте подъема клапана;

фигура 11 - график зависимости высоты подъема клапана от угла поворота коленчатого вала для стандартного и опережающего открытия перепускных клапанов при варьировании максимальной высоты подъема;

50 фигура 12 - график средних величин эффективных давлений в цилиндре для стандартной и увеличенной высоты подъема перепускного клапана сжатия при разном ходе поршня цилиндра сжатия и разных рабочих объемах цилиндра;

фигура 13 - графики расчетных давлений и моментов открытия и закрытия перепускных клапанов сжатия и расширения для оптимизированной конструкции

двигателя с разделенным циклом, без наддува, с опережающим открытием перепускного клапана сжатия в соответствии с изобретением.

### ПОДРОБНОЕ ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

#### Определения

5 Ниже приведены расшифровки сокращений и определения терминов, используемых в описании.

Работа нагнетания: определяется как работа, затраченная на перемещение засасываемых и отработавших газов в цилиндры и из цилиндров, которая  
10 обеспечивает преодоление падений давления, создаваемых клапанами и любыми другими препятствиями на пути потока газа. Обычно она вычисляется как интеграл падений давлений, умноженных на объемы потоков.

Опережающее открытие перепускного клапана сжатия: определяется в общем случае как любое открытие перепускного клапана сжатия, до того как на нем  
15 возникнет положительная разница давлений.

Полная нагрузка двигателя (нагрузка 100%): максимальный крутящий момент, который может развивать двигатель на заданной скорости.

Индикаторный момент: выходной момент на головке поршня двигателя,  
20 рассчитанный без учета действия сил трения и других потерь в системе.

Эффективный крутящий момент: выходной крутящий момент на выходном валу двигателя.

Двигатель без наддува: двигатель с тактом всасывания, в котором не используется нагнетатель наддува или иное устройства повышения давления на входе.  
25

Среднее эффективное давление: выходной крутящий момент двигателя, выраженный величиной среднего эффективного давления. Оно равно эффективному крутящему моменту, деленному на рабочий объем двигателя.

Среднее индикаторное давление: равно индикаторному крутящему моменту,  
30 деленному на рабочий объем двигателя.

Верхняя мертвая точка: положение минимального удаления поршня от головки блока цилиндров в цикле работы двигателя, причем в этом положении достигается наименьший объем цилиндра.

Открытие клапана: для целей настоящего описания под открытием клапана  
35 понимается подъем клапана по меньшей мере на 0,06 мм.

Угол поворота коленчатого вала: угол, на который поворачивается коленчатый вал.

На фигурах 4 и 5 ссылочный номер 50 в целом обозначает вариант конструкции двигателя с разделенным циклом, в которой используются установленные в  
40 перепускных каналах 78 перепускные клапаны сжатия с опережающим открытием в соответствии с настоящим изобретением. Как будет далее описано более подробно, при опережающем открытии перепускных клапанов 84 они открываются, когда давление в цилиндре 66 сжатия ниже давления в перепускных каналах 78, то есть  
45 разница давлений на перепускных клапанах 84 отрицательна. Достоинством опережающего открытия перепускного клапана 84 сжатия является увеличение времени открытия клапана и большая высота подъема клапана, в результате чего повышается эффективность работы двигателя 50 с разделенным циклом.

50 Двигатель 50 содержит коленчатый вал 52, который может вращаться относительно оси 54 по часовой стрелке, как показано на чертеже. Коленчатый вал 52 содержит расположенные рядом кривошип 56, 58, с которыми соединены шатуны 60, 62 соответственно, причем кривошип 56 опережает по углу кривошип 58.



Двигатель 50 также содержит блок 64 цилиндров, в котором сформированы два соседних цилиндра. В частности, двигатель 50 содержит цилиндр 66 сжатия и цилиндр 68 расширения, закрытые головкой 70 блока цилиндров на верхних концах цилиндров, противоположащих коленчатому валу 52.

5 Поршень 72 сжатия установлен в цилиндре 66 сжатия и соединен с шатуном 62 для возвратно-поступательного движения поршня 72 между положениями верхней мертвой точки (ВМТ) и нижней мертвой точки (НМТ). Поршень 74 расширения установлен в цилиндре 68 расширения и соединен с шатуном 60 для аналогичного  
10 возвратно-поступательного движения между положениями ВМТ и НМТ.

В головке 70 блока цилиндров обеспечиваются проходы для всасываемых и отработавших газов и для сообщения между цилиндрами 66, 68. По ходу потока газа головка 70 цилиндров содержит впускной канал 76 (или проход), через который засасываемый воздух поступает в цилиндр 66 сжатия, два перепускных канала 78,  
15 через которые сжатый воздух передается из цилиндра 66 сжатия в цилиндр 68 расширения, и выпускной канал 80, через который отработавшие газы выпускаются из цилиндра 68 расширения. В каждом перепускном канале 78 формируется полость 81 высокого давления, в которой содержится сжатый газ, когда перепускные клапаны  
20 закрыты.

Впуском газа в цилиндр 66 сжатия управляет открывающийся внутрь впускной тарельчатый клапан 82. Впуском и выпуском газа в каждом перепускном канале 78 могут управлять два открывающихся наружу тарельчатых клапана, а именно перепускные клапаны 84 сжатия на впускных концах перепускных каналов и  
25 перепускные клапаны 86 расширения на выпускных концах перепускных каналов. Поток отработавших газов, выходящих через выпускной канал 80, управляет открывающийся внутрь выпускной тарельчатый клапан 88. Эти клапаны 82, 84, 86 и 88 могут приводиться в действие любым подходящим способом, например с  
30 помощью механических кулачков, с помощью техники привода регулируемых клапанов и т.п.

Каждый перепускной канал 78 снабжен по меньшей мере одним расположенным в нем топливным инжектором 90 высокого давления. Топливные инжекторы 90  
35 предназначены для впрыскивания топлива в сжатый воздух, находящийся внутри полостей 81 высокого давления перепускных каналов 78.

Двигатель 50 также снабжен одной или несколькими свечами 92 зажигания или другими устройствами воспламенения горючей смеси. Свечи 92 зажигания расположены в подходящих местах в конце цилиндра 68 расширения, где горючая смесь может воспламеняться и сгорать в такте расширения.  
40

Для оптимизации различных геометрических параметров двигателя 50 с разделенным циклом, в том числе и момента открытия открывающихся наружу перепускных тарельчатых клапанов 84 сжатия, проводилось компьютерное моделирование. Что касается оптимизации работы перепускных клапанов 84 сжатия,  
45 то в теории и практике двигателей с разделенным циклом всегда предполагалось, что для получения оптимальных характеристик двигателя следует избегать возможности возникновения обратного потока, как это указывается, в частности, в вышеупомянутых патентах Scuderi и Suh.

50 Следует отметить, что зависимость между обратным потоком, особенно между обратным потоком через перепускные клапаны 84 сжатия, и характеристиками двигателя с разделенным циклом, такими как, например, крутящий момент, давление, массовый поток, ранее не была известна. Кроме того, степень неопределенности в

отношении влияния обратного потока на характеристики двигателя 50 с разделенным циклом усложнялась тем, что в двигателе 50 используются открывающиеся наружу перепускные клапаны 84 сжатия, которые открываются наружу из цилиндра 66 сжатия, в то время как в других двигателях с разделенным циклом в качестве перепускных клапанов сжатия используются либо запорные клапаны, как в конструкции Scuderi, либо открывающиеся внутрь тарельчатые клапаны, как в конструкции Suh. Соответственно, имея в виду такую неопределенность, в компьютерном моделировании исследовалось влияние различных моментов опережающего открытия перепускных клапанов 84 сжатия, которое приводило к возникновению обратного потока. Ниже рассматриваются полученные результаты, которые оказались довольно неожиданными.

На фигуре 6 представлен график 100, отражающий результаты компьютерного моделирования для двигателя 50 с разделенным циклом, на котором показаны зависимости "индикаторного крутящего момента" и "эффективного крутящего момента" от угла поворота коленчатого вала, при котором открывается перепускной клапан 84 сжатия, при одной и той же максимальной высоте подъема клапана для двигателя 50 с разделенным циклом, без наддува, работающего с полной нагрузкой на скорости 4000 об/мин. Линия 102 представляет индикаторный крутящий момент в ньютон-метрах, и линия 104 представляет эффективный крутящий момент, также в ньютон-метрах. Крутящие моменты вычислялись через каждые  $1,5^\circ$  угла поворота коленчатого вала от  $18,5^\circ$  до  $5^\circ$  перед ВМТ поршня 74 цилиндра расширения.

Стандартный (базовый) момент для открытия перепускного клапана 84 соответствовал углу поворота коленчатого вала  $9,5^\circ$  перед ВМТ, то есть точка 106 для индикаторного крутящего момента и точка 108 для эффективного момента. Таким образом, при угле поворота коленчатого вала  $9,5^\circ$  перед ВМТ перепускной клапан 84 сжатия открывался с небольшим опережением, и в этом случае обратный поток через клапан 84 был минимальным, но различимым.

Как и ожидалось, более поздние моменты открытия приводили к снижению крутящего момента. Однако неожиданным оказалось то, что более ранние моменты открытия лишь незначительно влияли на величину крутящего момента, вплоть до угла  $14^\circ$  перед ВМТ (ссылочные номера 118 и 120) поршня 74 расширения. Таким образом, расчетный индикаторный момент и эффективный момент изменялись незначительно, когда перепускной клапан 84 сжатия открывался раньше относительно базового угла  $9,5^\circ$  перед ВМТ поршня 74 расширения по меньшей мере на  $1,5^\circ$  (точки 110 и 112), по меньшей мере на  $3,0^\circ$  (точки 114 и 116) или по меньшей мере на  $4,5^\circ$  (точки 118 и 120).

На графике 122 фигуры 7 представлены изменения высот подъема клапана при одной и той же максимальной высоте подъема перепускного клапана 84, когда он начинает открываться в базовой точке  $9,5^\circ$  перед ВМТ (кривая 124) и с опережением на  $4,5^\circ$  (кривая 126). Необходимо отметить, что площадь под кривой 126 гораздо больше площади под кривой 124, что означает, что большая масса воздуха может пройти через клапан в течение большего временного интервала открытия перепускного клапана 84 сжатия, поскольку он открывается раньше.

На фигуре 8 представлен график 128 зависимости массового расхода воздуха от угла поворота коленчатого вала при открытии перепускного клапана 84 сжатия с опережением на  $4,5^\circ$ . Кривая 130 показывает, что между  $14^\circ$  и  $9,5^\circ$  перед ВМТ поршня 74 цилиндра расширения будет возникать значительный обратный поток, когда разница давлений на перепускном клапане 84 сжатия отрицательна, то есть

величина давления в цилиндре 68 сжатия меньше величины давления в перепускном канале 78. При достижении угла  $9,5^\circ$  разница давлений становится положительной, то есть давление в цилиндре 68 сжатия будет превышать давление в перепускном канале 78, и массовый поток меняет свое направление.

5 На графике 132 фигуры 9 представлена зависимость между потоком воздуха и моментом открытия перепускного клапана 84 сжатия при одной и той же максимальной высоте подъема клапана. Здесь вычисления выполнялись также с шагом  $1,5^\circ$  для интервала углов открытия от  $5^\circ$  до  $18,5^\circ$  перед ВМТ поршня 74  
10 цилиндра расширения, и результаты представлены кривой 134. Как можно видеть, несмотря на начальный обратный поток, возникающий при опережающем открытии клапана, общий поток воздуха имеет такую же величину, как и в случае базового угла  $9,5^\circ$  открытия клапана (точка 136). Таким образом, независимо от того, будет ли перепускной клапан 84 открыт с опережением  $1,5^\circ$  (точка 136),  $3,0^\circ$  (точка 140) или  
15  $4,5^\circ$  (точка 142), интенсивность воздушного потока будет составлять примерно 132 кг/час.

На графике 144 фигуры 10 показано, что смещение момента открытия клапана с  $9,5^\circ$  до  $14^\circ$  перед ВМТ при одной и той же максимальной высоте подъема клапана  
20 также снижает пиковые величины давлений в обоих цилиндрах, причем для цилиндра сжатия это происходит в большей степени. Таким образом, пиковая величина давления в цилиндре сжатия (кривая 145) снижается от 52 бар до 48,5 бар, в то время как пиковая величина давления в цилиндре расширения (кривая 146) снижается от  
25 примерно 44,5 бар до 43 бар при смещении момента открытия клапана от  $9,5^\circ$  до  $14^\circ$  перед ВМТ. При уменьшении давления в цилиндрах уменьшается трение, что объясняет отсутствие снижения момента при опережающем открытии клапана, даже с учетом увеличения работы по перекачиванию начального обратного потока.

На графике 147 фигуры 11 показано, что увеличение времени открытия  
30 перепускного клапана 84 сжатия также обеспечивает возможность дополнительного увеличения максимальной высоты подъема клапана, от 2,43 мм (кривая 148) до 2,60 мм (кривая 149). Таким образом, при одних и тех же величинах ускорения и торможения клапана при его подъеме (кривые 148 и 149) при опережающем открытии клапана (кривая 149) за счет большей длительности открытия клапана может быть  
35 получена максимальная высота его подъема, равная 2,60 мм, которая превышает высоту 2,43 мм, полученную для базового момента открытия клапана (кривая 148).

На фигуре 12 представлено полученное снижение ограничений за счет большей максимальной высоты 2,60 мм подъема клапана, снижения работы по нагнетанию и  
40 увеличения среднего действующего давления, причем давление увеличивается и для большего хода поршня сжатия и больших рабочих объемов. Это иллюстрируется на графике 150, на котором показана зависимость среднего эффективного давления от хода поршня цилиндра сжатия для высоты 2,43 мм и 2,60 мм подъема клапана (кривые 152 и 154 соответственно), а также зависимость индикаторного среднего действующего  
45 давления от хода поршня цилиндра сжатия для высоты 2,43 мм и 2,60 мм подъема клапана (кривые 156 и 158 соответственно) Снижение давлений в цилиндрах и соответствующее уменьшение трения поршней, совершающих возвратно-поступательное движение, без снижения потока воздуха или максимального  
50 крутящего момента позволяет получить неожиданный положительный эффект повышения эффективности работы двигателя 50 с разделенным циклом в соответствии с настоящим изобретением.

На графике 160 фигуры 13 представлены расчетные зависимости давлений в

перепускных каналах 78, а также в цилиндрах 66 и 68 сжатия и расширения от угла поворота коленчатого вала, полученные в результате моделирования работы оптимизированной конструкции двигателя 50 с разделенным циклом, без наддува, на скорости 4000 об/мин при полной нагрузке (100%). На графике 160 показаны моменты 5 открытия и закрытия перепускных клапанов 84 сжатия (ПКС), перепускных клапанов 86 расширения (ПКР), момент зажигания смеси свечой 92 зажигания, диапазоны моментов начала и конца впрыскивания топлива инжекторами 90 (НВТ и ОВТ) и момент окончания такта сжатия. Кривая 162 представляет давление в 10 цилиндре 66 сжатия. Кривая 164 представляет выходное давление на перепускном клапане 84 сжатия, то есть давление в перепускном канале 78 непосредственно возле тарельчатой головки перепускного клапана 84 сжатия. Кривая 166 представляет выходное давление на перепускном клапане 84 сжатия, то есть давление в перепускном канале 78 непосредственно возле тарельчатой головки перепускного 15 клапана 84 сжатия. И, наконец, кривая 168 представляет давление в цилиндре 68 расширения.

Необходимо отметить, что в момент опережающего открытия перепускного клапана 84 сжатия, отмеченный линией 170, на этом клапане имеется отрицательная 20 разница давлений, которая составляет примерно 20 бар. То есть при угле поворота коленчатого вала, равном  $14^\circ$  перед ВМТ поршня цилиндра расширения (линия 170), давление 162 в цилиндре сжатия примерно на 20 бар меньше давления 164 в начале перепускного канала.

Поэтому предпочтительным является открытие перепускного клапана 84 сжатия в 25 момент, когда давление 162 в цилиндре сжатия по меньшей мере на 5 бар меньше (точка 172 на линии 170) давления 164 в начале перепускного канала возле перепускного клапана сжатия. Более предпочтительным является открытие перепускного клапана 84 сжатия в момент, когда давление 162 в цилиндре сжатия по 30 меньшей мере на 10 бар меньше (точка 174 на линии 170) давления 164 в начале перепускного канала возле перепускного клапана сжатия. Еще более предпочтительным является открытие перепускного клапана 84 сжатия в момент, когда давление 162 в цилиндре сжатия по меньшей мере на 15 бар меньше (точка 176 на линии 170) давления 164 в начале перепускного канала возле перепускного клапана 35 сжатия.

Как можно видеть на фигурах 6 и 9, при изменении момента открытия перепускного клапана сжатия в диапазоне от  $9,5^\circ$  до  $14^\circ$  перед ВМТ поршня цилиндра расширения крутящий момент двигателя и воздушный поток остаются практически 40 постоянными. Как уже указывалось, преимущества более раннего открытия перепускного клапана сжатия связаны с более длительным промежутком времени, в течение которого клапан открыт.

Соответственно, ясно, что предпочтительно открывать перепускной клапан 84 сжатия с опережением по меньшей мере на  $1,5^\circ$  относительно того момента, когда 45 давление 162 в цилиндре сжатия достигнет давления 164 в начальной части перепускного канала возле клапана 84. Более предпочтительно открывать перепускной клапан 84 сжатия с опережением по меньшей мере на  $3,0^\circ$  относительно того момента, когда давление 162 в цилиндре сжатия достигнет давления 164 в 50 начальной части перепускного канала возле клапана 84. Еще более предпочтительно открывать перепускной клапан 84 сжатия с опережением по меньшей мере на  $4,5^\circ$  относительно того момента, когда давление 162 в цилиндре сжатия достигнет давления 164 в начальной части перепускного канала возле клапана 84.

Хотя настоящее изобретение описано со ссылками на предпочтительные варианты его осуществления, должно быть ясно, что возможны различные изменения в пределах сущности и объема раскрытой идеи изобретения. Соответственно, необходимо понимать, что изобретение не ограничивается описанными вариантами и его полный  
 5 объем определяется прилагаемой формулой.

#### Формула изобретения

1. Двигатель с разделенным циклом, содержащий:
  - 10 коленчатый вал, установленный с возможностью вращения вокруг своей оси; поршень сжатия, установленный в цилиндре сжатия с возможностью скольжения в нем и соединенный с коленчатым валом, так что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя такты впуска и сжатия за один оборот коленчатого вала;
  - 15 поршень расширения, установленный в цилиндре расширения с возможностью скольжения в нем и соединенный с коленчатым валом, так что поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя такты расширения и выпуска за один оборот коленчатого вала; и
  - 20 перепускной канал, который соединяет цилиндры сжатия и расширения и содержит перепускной клапан сжатия и перепускной клапан расширения с полостью высокого давления, сформированной между ними;
    - причем перепускной клапан сжатия открывается, когда давление в цилиндре сжатия меньше давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана  
 25 сжатия.
2. Двигатель с разделенным циклом по п.1, в котором перепускной клапан сжатия открывается, когда давление в цилиндре сжатия по меньшей мере на 5 бар ниже давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.
- 30 3. Двигатель с разделенным циклом по п.2, в котором перепускной клапан сжатия открывается, когда давление в цилиндре сжатия по меньшей мере на 10 бар ниже давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.
4. Двигатель с разделенным циклом по п.3, в котором перепускной клапан сжатия открывается, когда давление в цилиндре сжатия по меньшей мере на 15 бар ниже  
 35 давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.
5. Двигатель с разделенным циклом по п.1, в котором перепускной клапан сжатия открывается по меньшей мере на  $1,5^\circ$  по углу поворота коленчатого вала раньше того момента, когда величина давления в цилиндре сжатия достигнет величины давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.
- 40 6. Двигатель с разделенным циклом по п.5, в котором перепускной клапан сжатия открывается по меньшей мере на  $3,0^\circ$  по углу поворота коленчатого вала раньше того момента, когда величина давления в цилиндре сжатия достигнет величины давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.
- 45 7. Двигатель с разделенным циклом по п.6, в котором перепускной клапан сжатия открывается по меньшей мере на  $4,5^\circ$  по углу поворота коленчатого вала раньше того момента, когда величина давления в цилиндре сжатия достигнет величины давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.
- 50 8. Двигатель с разделенным циклом по п.1, в котором перепускной клапан сжатия открывается наружу из цилиндра сжатия.
9. Способ эксплуатации двигателя с разделенным циклом, содержащего: коленчатый вал, который может вращаться вокруг своей оси;

поршень сжатия, установленный в цилиндре сжатия с возможностью скольжения в нем и соединенный с коленчатым валом, так что поршень сжатия совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя такты впуска и сжатия за один оборот коленчатого вала;

поршень расширения, установленный в цилиндре расширения с возможностью скольжения в нем и соединенный с коленчатым валом, так что поршень расширения совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя такты расширения и выпуска за один оборот коленчатого вала; и

перепускной канал, который соединяет цилиндры сжатия и расширения и содержит перепускной клапан сжатия и перепускной клапан расширения с полостью высокого давления, сформированной между ними;

причем способ включает

открытие перепускного клапана сжатия, когда давление в цилиндре сжатия меньше давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.

10. Способ по п.9, включающий открытие перепускного клапана сжатия в такой момент, когда давление в цилиндре сжатия по меньшей мере на 5 бар ниже давления в начальной части перепускного канала у перепускного клапана сжатия.

11. Способ по п.10, включающий открытие перепускного клапана сжатия в такой момент, когда давление в цилиндре сжатия по меньшей мере на 10 бар ниже давления в начальной части перепускного канала у перепускного клапана сжатия.

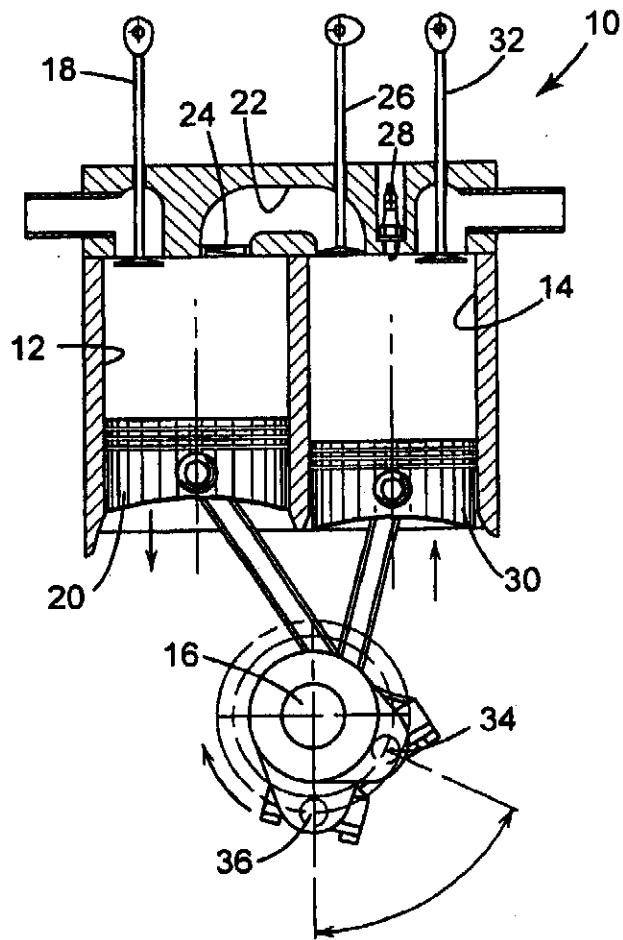
12. Способ по п.11, включающий открытие перепускного клапана сжатия в такой момент, когда давление в цилиндре сжатия по меньшей мере на 15 бар ниже давления в начальной части перепускного канала у перепускного клапана сжатия.

13. Способ по п.9, в котором перепускной клапан сжатия открывается по меньшей мере на  $1,5^\circ$  по углу поворота коленчатого вала раньше того момента, когда величина давления в цилиндре сжатия достигнет величины давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.

14. Способ по п.13, в котором перепускной клапан сжатия открывается по меньшей мере на  $3,0^\circ$  по углу поворота коленчатого вала раньше того момента, когда величина давления в цилиндре сжатия достигнет величины давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.

15. Способ по п.14, в котором перепускной клапан сжатия открывается по меньшей мере на  $4,5^\circ$  по углу поворота коленчатого вала раньше того момента, когда величина давления в цилиндре сжатия достигнет величины давления в начальной части перепускного канала возле перепускного клапана сжатия.

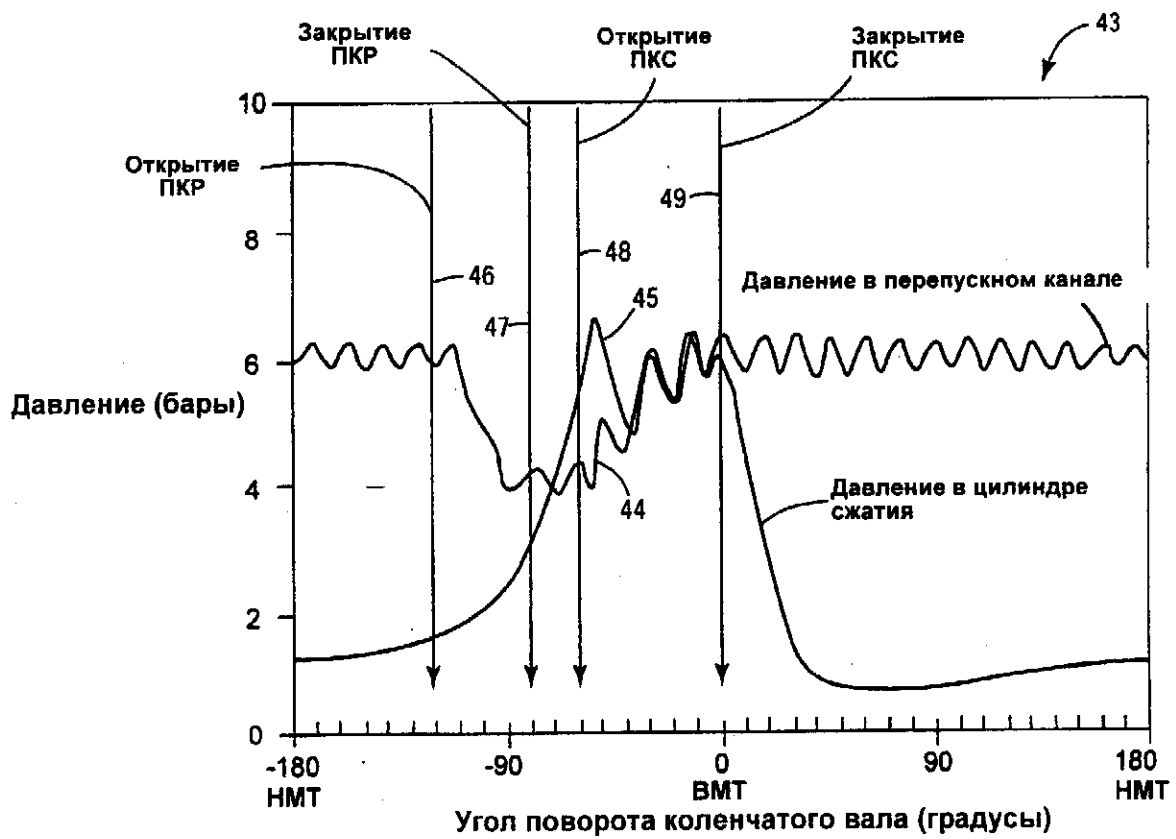
16. Способ по п.9, в котором открытие перепускного клапана сжатия осуществляется наружу из цилиндра сжатия.



Известная конструкция  
Фиг. 1

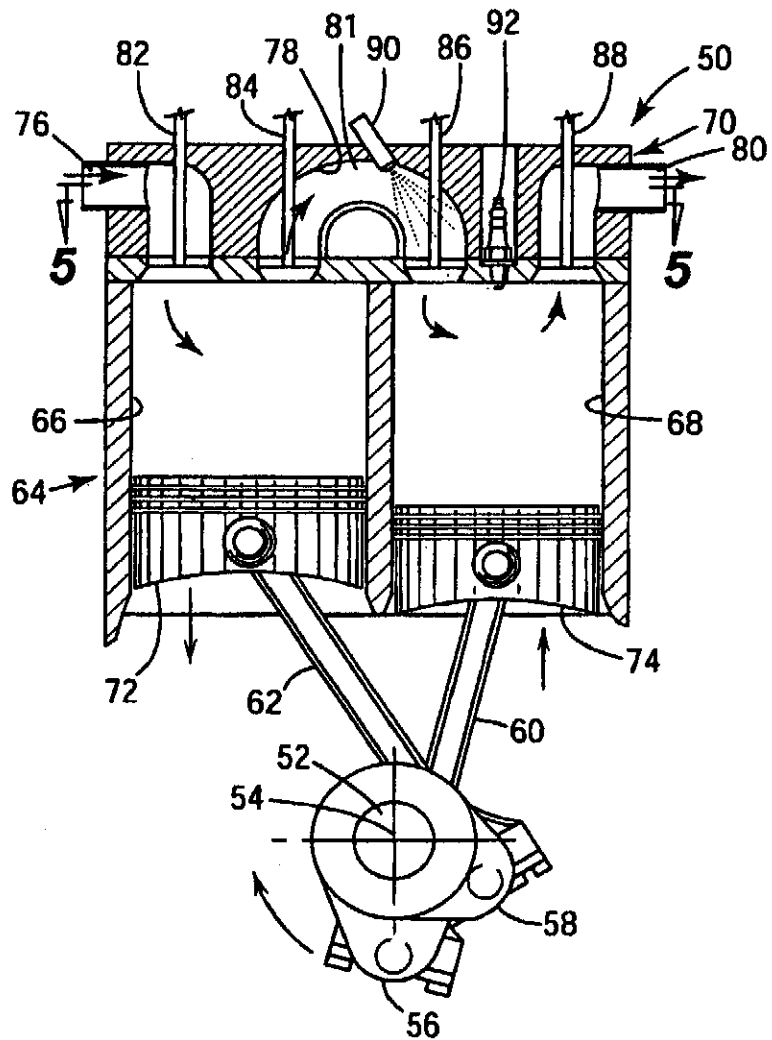




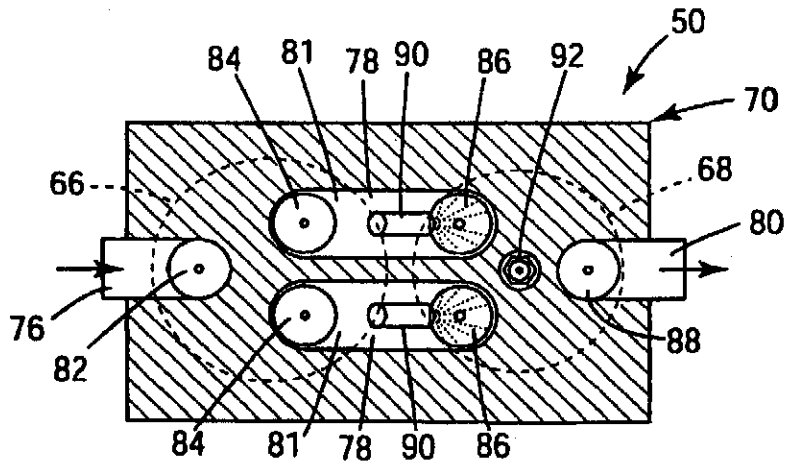


Известная конструкция

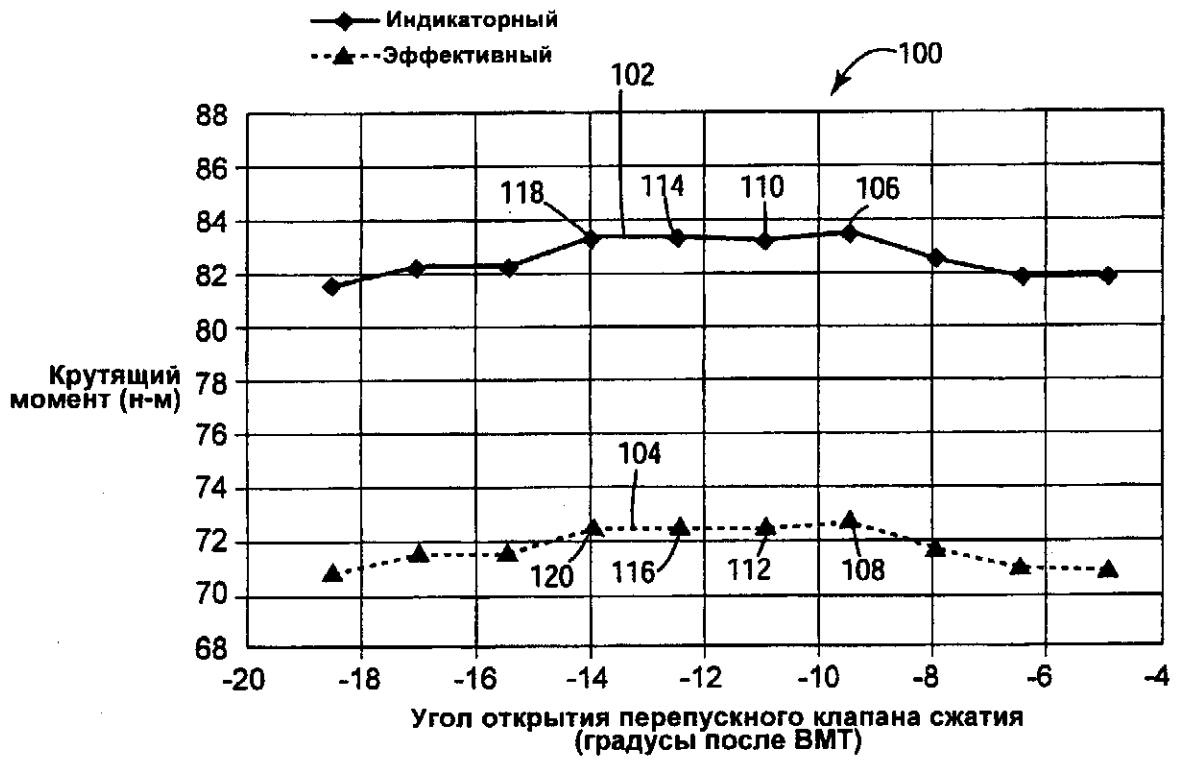
Фиг. 3



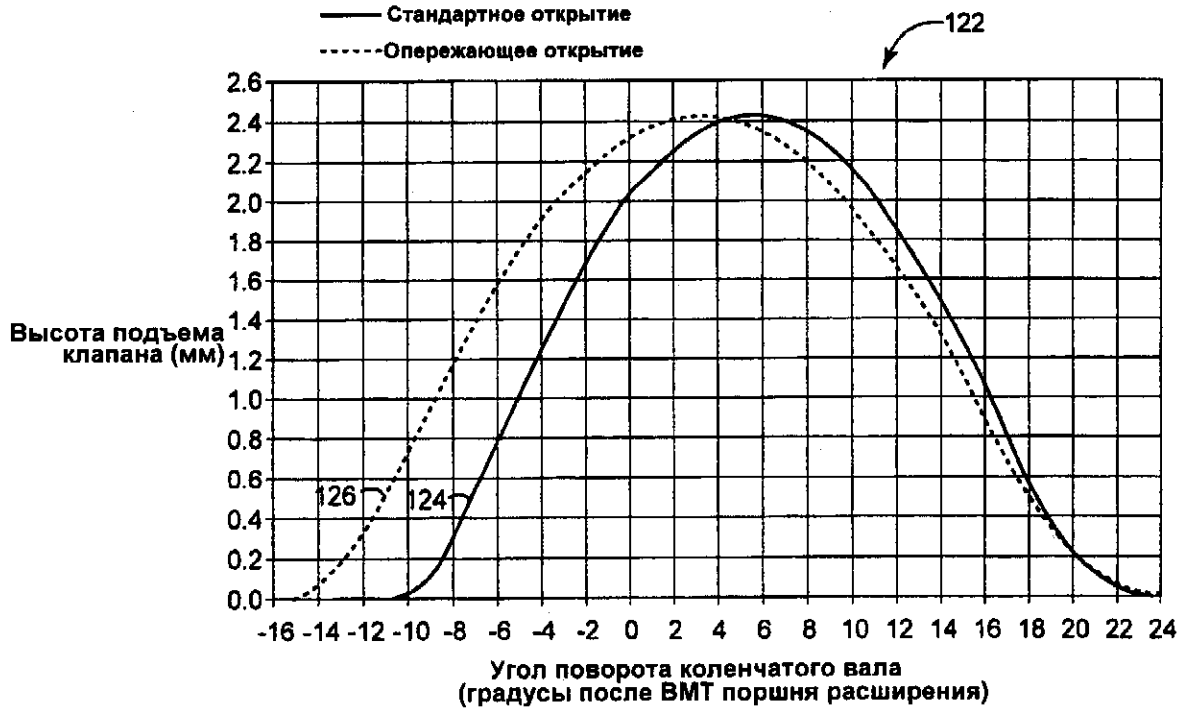
Фиг. 4



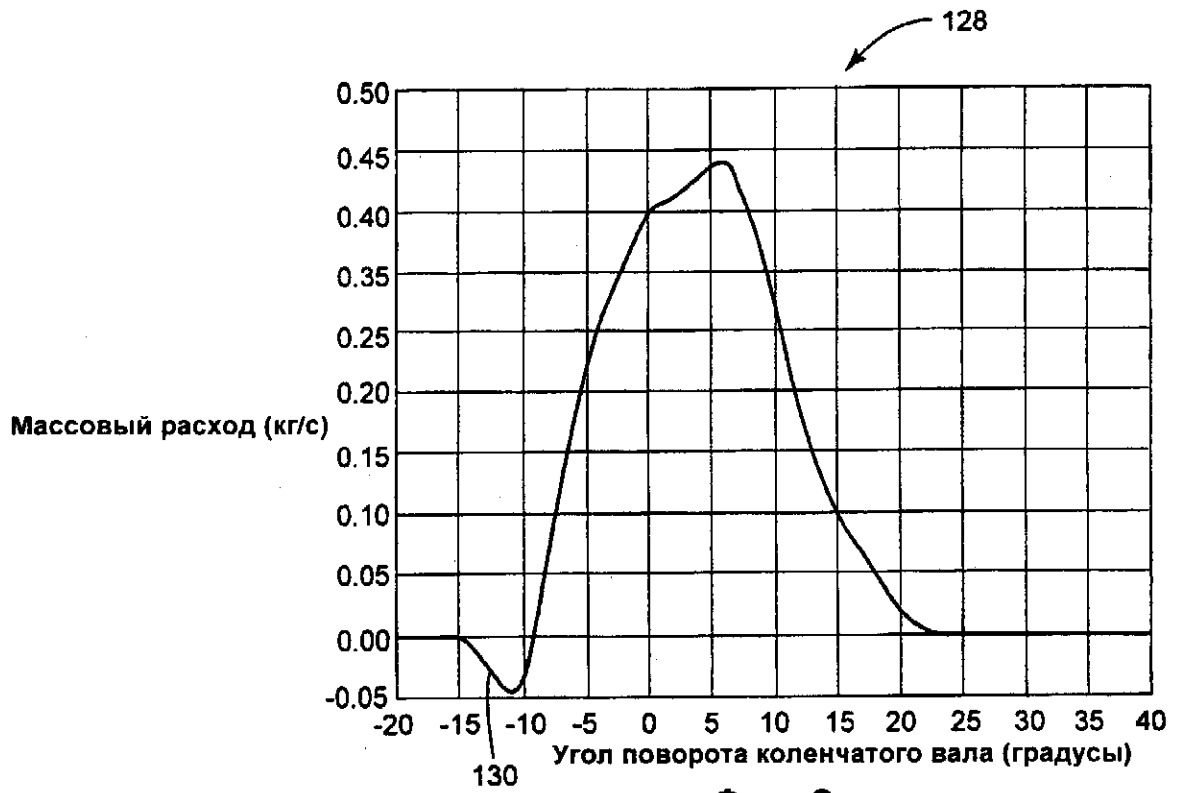
Фиг. 5



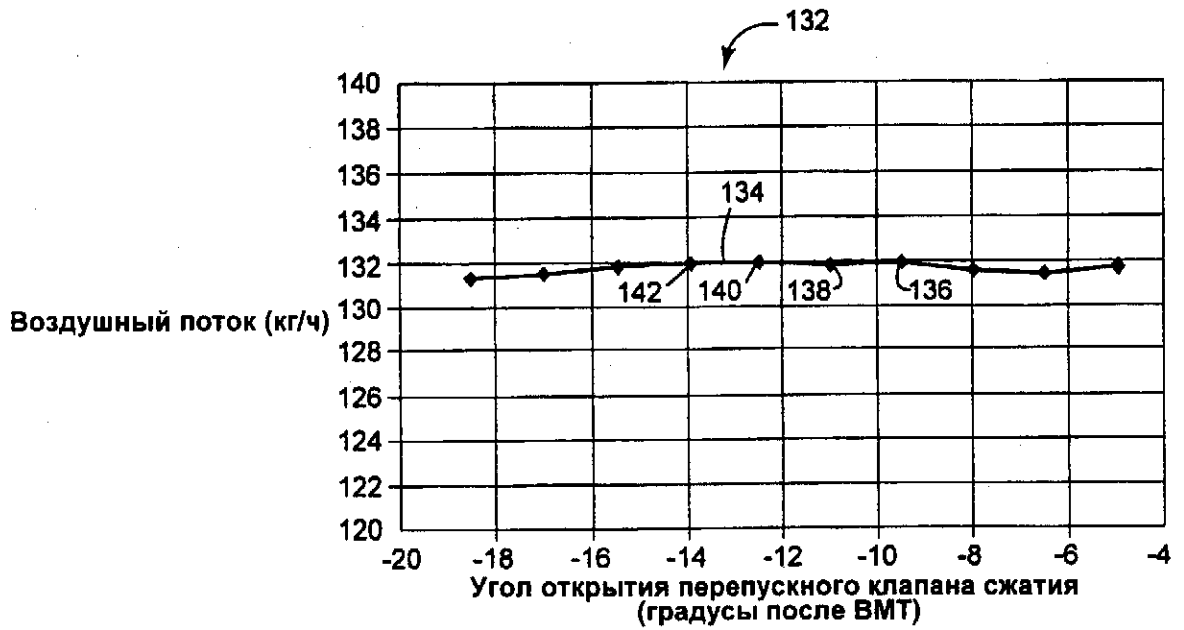
Фиг. 6



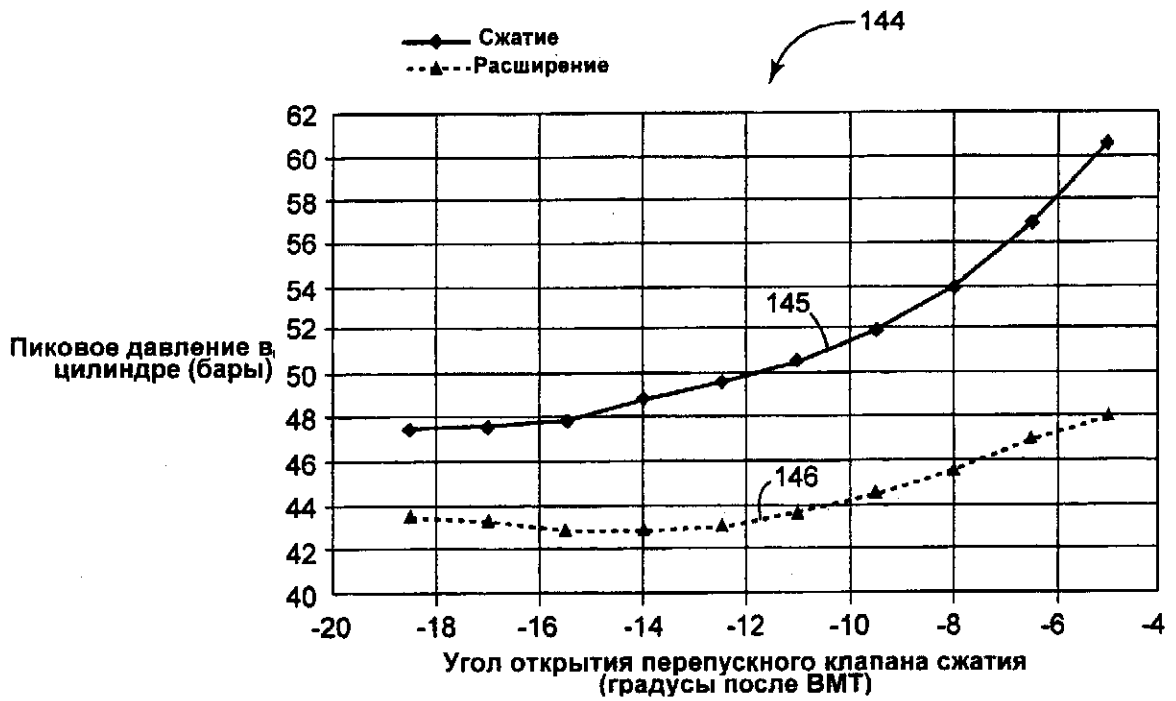
Фиг. 7



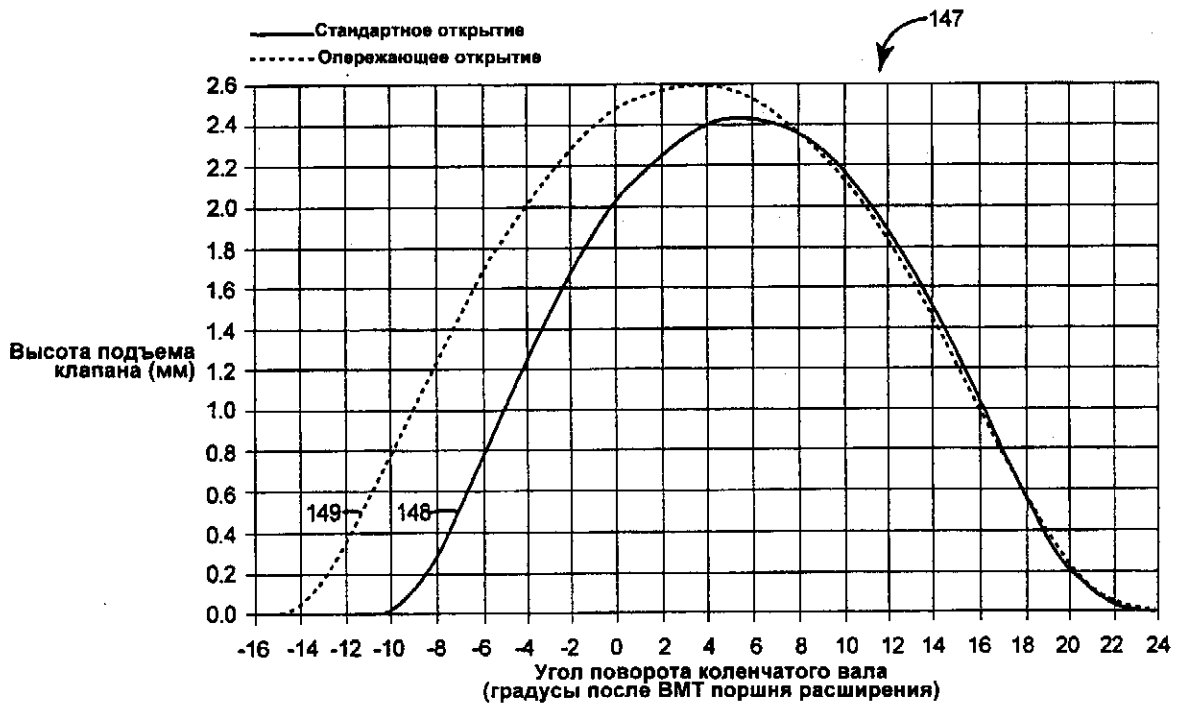
Фиг. 8



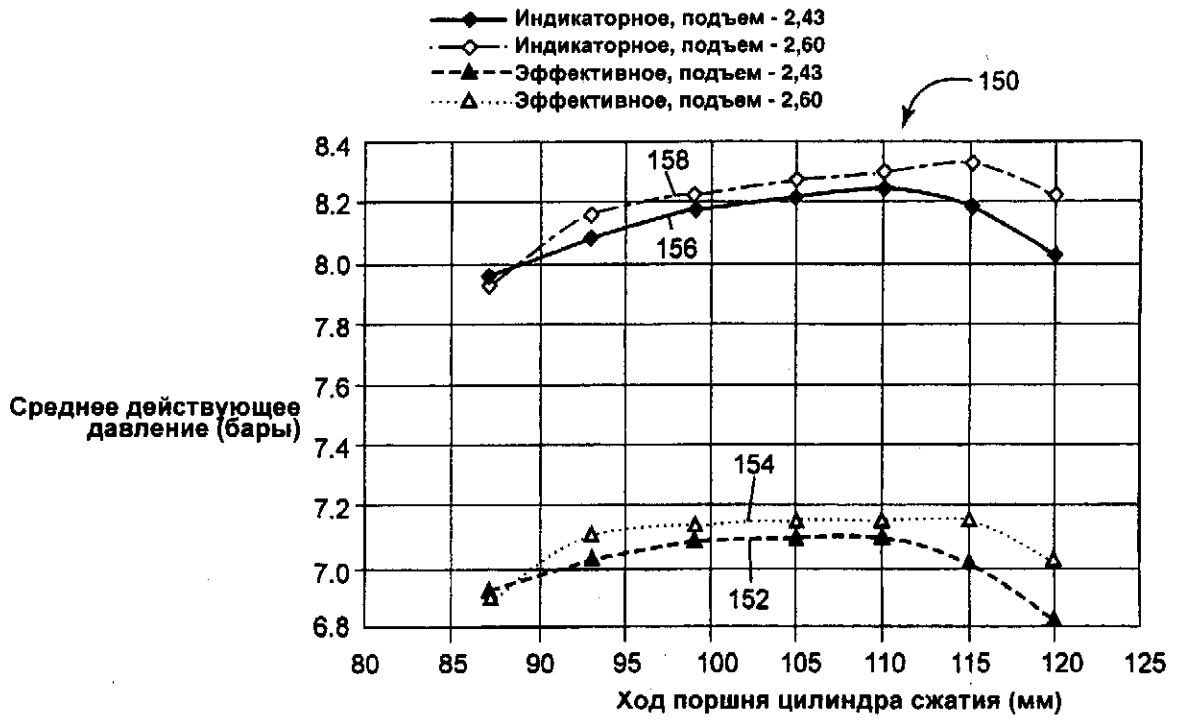
Фиг. 9



Фиг. 10



Фиг. 11



Фиг. 12