

# РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2438023

### ДВИГАТЕЛЬ С РАЗДЕЛЕННЫМ ЦИКЛОМ И СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В НЕМ

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

Автор(ы): *ФИЛЛИПС Форд А. (US)*

Заявка № 2010101850

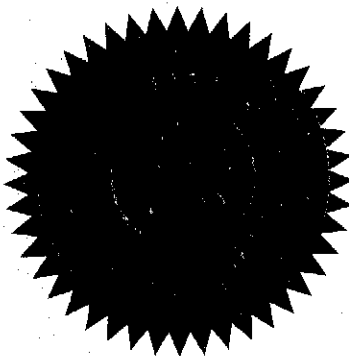
Приоритет изобретения 07 августа 2007 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 27 декабря 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)  
*F02B 29/00* (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

**(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ**

(21)(22) Заявка: 2010101850/06, 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: 27.12.2011 Бюл. № 36

(56) Список документов, цитированных в отчете о  
 поиске: US 6880501 B2, 19.04.2005. US 1305577 A,  
 05.02.1913. RU 2286470 C2, 27.10.2006. RU  
 2027879 C1, 27.01.1995. RU 2167315 C2,  
 20.05.2001. US 3896774 A, 29.07.1975.

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

(86) Заявка РСТ:  
 US 2008/007314 (11.06.2008)

(87) Публикация заявки РСТ:  
 WO 2009/020490 (12.02.2009)

Адрес для переписки:

119034, Москва, Пречистенский пер., 14,  
 стр.1, 4-й эт., "Гоулингз Интернэшнл Инк.",  
 В.Н. Дементьеву

(72) Автор(ы):

ФИЛЛИПС Форд А. (US)

(73) Патентообладатель(и):

СКАДЕРИ ГРУП, ЭлЭлСи (US)

**(54) ДВИГАТЕЛЬ С РАЗДЕЛЕННЫМ ЦИКЛОМ И СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ  
 ВОЗДУХА В НЕМ**

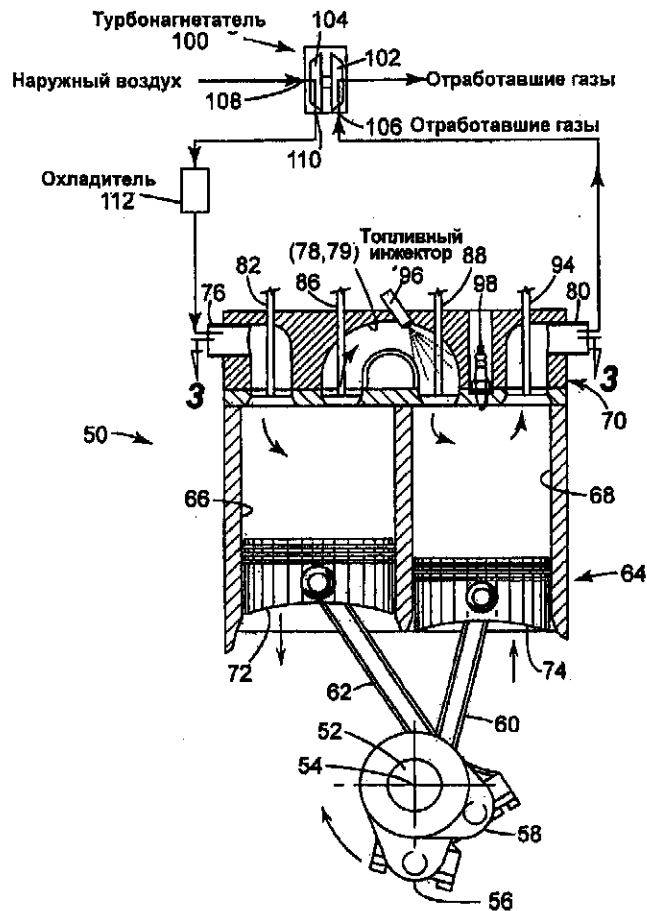
(57) Реферат:

Изобретение относится к двигателям внутреннего сгорания с разделенным циклом (ДВС). ДВС содержит коленчатый вал (52), поршни сжатия (72) и расширения (74), цилиндры сжатия (66) и расширения (68), перепускной канал (78, 79) и топливный инжектор (96). 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 (78, 79), который соединяет цилиндры сжатия (66) и

расширения (68) и содержит перепускные клапаны сжатия (86) и расширения (88) с полостью высокого давления между ним. Топливный инжектор (96) установлен в полости давления перепускного канала (78, 79). Впрыскивание топлива топливным инжектором (96) в перепускной канал происходит полностью в течение такта сжатия поршня сжатия (66). Также представлен способ повышения давления засасываемого воздуха в двигателе с разделенным циклом, который заключается во впрыскивании топлива топливным инжектором (96) в перепускной канал полностью в течение такта сжатия

поршня сжатия. Технический результат заключается в понижении температуры горючей смеси при впуске и лучшем

смешивании воздуха с топливом. 2 н. и 15 з.п. ф-лы, 2 табл., 12 ил.



Фиг. 2

RU 2438023 C2

RU 2438023 C2

## ОБЛАСТЬ ТЕХНИКИ

Настоящее изобретение относится к двигателям внутреннего сгорания. Более конкретно, настоящее изобретение относится к двигателям с разделенным циклом с турбонаддувом, 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. Термин "двигатель с разделенным циклом", как он используется в настоящем описании, возможно, еще не приобрел общепринятого значения, хорошо известного всем специалистам в области двигателей. Соответственно, для ясности, следующее определение предлагается для термина "двигатель с разделенным циклом", относящегося к уже известным двигателям, а также к двигателю, являющемуся объектом настоящего изобретения.

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, содержится подробное описание двигателей с разделенным циклом и аналогичных конструкций. Кроме того, в указанном патенте раскрываются подробности известного варианта конструкции двигателя, дальнейшее улучшение которого предлагается в настоящем изобретении.

На фиг. 1 представленный вариант осуществления идеи двигателя с разделенным циклом, предложенной ранее, 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. Всасываемая смесь (воздух и топливо) вводится в цилиндр 12 сжатия через обычные впускные тарельчатые клапаны 18. Поршень 20 сжатия сжимает воздух с впрыснутым топливом и выталкивает горючую смесь через перепускной канал 22, который является входным каналом для цилиндра 14 расширения.

На входе перепускного канала установлен перепускной клапан 24 сжатия запорного типа, который предотвращает обратный поток из перепускного канала 22. В рассматриваемой конструкции на выходе перепускного канала 22 используется

перепускной клапан 26 расширения, предназначенный для управления потоком сжатой горючей смеси, подаваемой в цилиндр 14 расширения. 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  
5 будет перемещаться вниз. Отработавшие газы выталкиваются из цилиндра расширения через выпускные тарельчатые клапаны 32.

В концепции двигателя с разделенным циклом геометрические параметры, такие как, например, диаметр цилиндра, ход поршня, длина шатуна, степень сжатия и т.п.,  
10 цилиндров сжатия и расширения в общем случае не зависят друг от друга. Например, радиусы 34, 36 кривошипов для каждого цилиндра могут быть разными, и разнесенными по углу таким образом, чтобы верхняя мертвая точка (ВМТ) достигалась поршнем 30 расширения перед достижением положения ВМТ поршнем 20 сжатия. Такая независимость создает потенциальную возможность для достижения в  
15 двигателе с разделенным циклом более высокого КПД и более высоких моментов вращения по сравнению с обычным четырехтактным двигателем.

В двигателях с разделенным циклом такт впуска следует за тактом сжатия, в то время как в обычных двигателях такт впуска следует за тактом выпуска.  
20 Соответственно, в двигателе с разделенным циклом небольшая часть сжатого воздуха всегда будет находиться в цилиндре сжатия, когда поршень сжатия достигает положения своей верхней мертвой точки. Поскольку этот сжатый воздух должен будет снова расширяться в такте впуска перед всасыванием свежей порции воздуха, то цилиндр сжатия двигателя с разделенным циклом должен иметь такие размеры, чтобы  
25 в нем помещался этот расширившийся воздух вместе с порцией свежего воздуха. Таким образом, существует тенденция к увеличению размеров двигателей с разделенным циклом и к соответствующему снижению их удельной мощности по сравнению с обычными двигателями с таким же объемом засасываемого воздуха.

30 Так же, как и в обычных двигателях, в двигателях с разделенным циклом может использоваться наддув, турбонаддув или другие аналогичные способы для повышения удельной мощности и снижения общих размеров двигателя. Чем выше степень наддува, то есть чем больше давление превышает атмосферное по сравнению с двигателем без наддува, тем выше будет удельная мощность, и тем в большей степени  
35 могут быть уменьшены размеры двигателя.

Однако проблема заключается в том, что степень наддува, которая может быть обеспечена как в случае обычных двигателей, так и в случае двигателей с разделенным циклом, работающих на бензине, ограничивается давлением, при котором происходит  
40 преждевременное сгорание горючей смеси (детонация) в результате действия повышенных давлений и температур, развиваемых в двигателе в такте сжатия. Хорошо известно, что в обычном бензиновом двигателе с одноступенчатым турбонагнетателем давление турбонаддува ограничивается величинами порядка 1,5-1,7 бар, абс., после чего может начинаться детонация. Потенциально могут быть  
45 достигнуты более высокие давления турбонаддува, однако это требует применения дорогостоящих многоступенчатых систем повышения давления и охлаждения.

Соответственно, существует потребность в повышении устойчивости двигателей к возникновению детонации, причем это относится к двигателям любого типа и к  
50 двигателям с разделенным циклом в особенности. Более конкретно, существует потребность в повышении устойчивости к возникновению детонации двигателей с разделенным циклом, в которых давление турбонаддува может достигать 1,7 бар, абс. и более.

## СУЩНОСТЬ ИЗОБРЕТЕНИЯ

Настоящее изобретение относится к двигателям с разделенным циклом, которые характеризуются признаками, обеспечивающими предотвращение детонации или повышающими устойчивость двигателя к ее возникновению. Такими признаками являются следующие.

1. Очень позднее впрыскивание топлива в перепускные каналы, по сравнению с обычным двигателем.

2. Быстрое смешивание воздуха с топливом, которому способствует поток с высокой степенью турбулентности, истекающий со звуковой скоростью через клапаны, соединяющие перепускной канал с цилиндром расширения (клапаны расширения).

3. Заданные тепловые потери через стенки перепускного канала с использованием активного или пассивного охлаждения воздуха, имеющего высокую температуру, в перепускном канале, в результате чего понижается температура воздуха в канале.

Предпочтительный вариант предлагаемого в настоящем изобретении двигателя 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, 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;

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

топливный инжектор, установленный в полости давления перепускного канала;

причем впрыскивание топлива в перепускной канал топливным инжектором выполняется таким образом, чтобы оно происходило полностью в течение такта сжатия поршня сжатия.

Дополнительные варианты осуществления настоящего изобретения могут содержать следующие признаки.

Впрыскивание топлива в перепускной канал начинается в диапазоне угла поворота коленчатого вала от  $25^\circ$  до  $0^\circ$  перед верхней мертвой точкой (ВМТ) поршня расширения и заканчивается в диапазоне углов поворота коленчатого вала от  $10^\circ$  перед МВТ до  $10^\circ$  после МВТ поршня расширения.

Перепускной канал устроен таким образом, чтобы он отводил по меньшей мере 5,3% тепловой энергии, содержащейся в сжатом газе, заключенном в перепускном канале, между моментами закрытия перепускного клапана расширения в такте расширения поршня расширения и открытием перепускного клапана сжатия в следующем такте сжатия поршня сжатия. Перепускной канал без изоляции может отводить по меньшей мере 13% тепловой энергии. Кроме того, для управления тепловыми потерями может использоваться активное охлаждение.

В процессе работы двигателя с полной нагрузкой на скорости вращения коленчатого вала от 1400 об/мин до 4000 об/мин отношение давлений на перепускном клапане расширения равно или превышает критическую величину, обеспечивающую

звуковую скорость истечения сжатого газа из перепускного канала в цилиндр расширения после открытия перепускного клапана расширения. По меньшей мере часть впрыснутого топлива может проходить через перепускной клапан расширения, когда поток газа, поступающий в цилиндр расширения, имеет начальную звуковую скорость.

Дополнительно к каждому цилиндру расширения могут быть подсоединены по меньшей мере два отдельных перепускных канала, каждый из которых имеет связанные перепускные клапаны сжатия и расширения. Перепускные каналы имеют такие размеры, которые обеспечивают отведение регулируемого количества тепловой энергии, содержащейся в сжатом газе, заключенном в перепускном канале, между моментами закрытия связанных перепускных клапанов расширения в такте расширения поршня расширения и открытием связанных перепускных клапанов сжатия в следующем такте сжатия поршня сжатия.

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

#### КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ

Фиг.1 - вид поперечного сечения известной конструкции двигателя с разделенным циклом;

фиг.2 - вид поперечного сечения предпочтительного варианта базовой конструкции двигателя с разделенным циклом в соответствии с настоящим изобретением;

фиг.3 - вид поперечного сечения базовой конструкции двигателя с разделенным циклом по линии 3-3 фиг.2 вместе с топливными инжекторами;

фиг.4 - зависимость расчетного коэффициента детонации от угла поворота коленчатого вала для перепускных каналов (проходов) из литого чугуна, без изоляции, для различных двигателей с разделенным циклом;

фиг.5 - графики давлений в цилиндрах и в перепускном канале для перепускных каналов (проходов) из литого чугуна, без изоляции, для базового двигателя с разделенным циклом;

фиг.6 - график скорости потока (в числах Маха) через перепускной клапан расширения в зависимости от угла поворота коленчатого вала для перепускных каналов из литого чугуна, без изоляции, при работе базового двигателя с разделенным циклом на скорости 4000 об/мин;

фиг.7 - график скорости потока (в числах Маха) через перепускной клапан расширения в зависимости от угла поворота коленчатого вала для перепускных каналов из литого чугуна, без изоляции, при работе базового двигателя с разделенным циклом на скорости 1400 об/мин;

фиг.8 - графики давлений в цилиндрах и в перепускном канале для перепускных каналов с керамической облицовкой стенок для базового двигателя с разделенным циклом;

фиг.9 - зависимость расчетного коэффициента детонации от угла поворота коленчатого вала для перепускных каналов с керамической облицовкой стенок для различных двигателей с разделенным циклом;

фиг.10 - графики давлений в цилиндрах и в перепускном канале для перепускных каналов со вставками из нержавеющей стали для базового двигателя с разделенным циклом;

фиг.11 - зависимость расчетного коэффициента детонации в зависимости от угла поворота коленчатого вала для перепускных каналов со вставками из нержавеющей

стали для различных двигателей с разделенным циклом;

фиг.12 - блок-схема четырех рубашек охлаждения с отдельным регулированием для базовой конструкции двигателя с разделенным циклом.

## ПОДРОБНОЕ ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

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

Отношение воздух/топливо: отношение количества воздуха к количеству топлива в горючей смеси.

Нижняя мертвая точка (НМТ): положение максимального удаления поршня от головки блока цилиндров, в котором достигается наибольший объем цилиндра.

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

Критическое отношение давлений: отношение давлений, при котором скорость потока через отверстие достигает скорости звука, то есть число Маха равно 1. Это отношение может быть определено из следующего уравнения:

$$\frac{p_0}{p_c} = \left( \frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

где

$p_c$  = критическое давление (на сужении);

$p_0$  = давление на входе;

$\gamma$  = отношение удельных теплоемкостей.

Для сухого воздуха при комнатной температуре  $\gamma=1,4$ , так что критическое отношение давлений равно 1,893.

Отношение рабочих объемов цилиндров сжатия/расширения: отношение рабочего объема цилиндра сжатия к рабочему объему цилиндра расширения.

Коэффициент сжатия: отношение объема цилиндра в НМТ к объему цилиндра в ВМТ.

Рабочий объем цилиндра: объем, вытесняемый поршнем при его перемещении из НМТ в ВМТ.

Полная нагрузка двигателя (100%): максимальный вращающий момент, развиваемый двигателем на заданной скорости.

Детонация: склонность горючей смеси к самовоспламенению при сжатии.

Коэффициент детонации: расчетный параметр, который характеризует относительную склонность определенной горючей смеси к самовоспламенению при сжатии. Самовоспламенение обычно характеризуется величиной коэффициента детонацией, равной 1, в то время как отсутствие склонности к самовоспламенению характеризуется величиной коэффициента детонации, равной 0. Например, коэффициент детонации, равный 0,8, указывает на то, что химические условия для самовоспламенения достигли уровня 80% от значения, необходимого для самовоспламенения.

Октановое число: эмпирическая относительная оценка устойчивости топлива к самовоспламенению в такте сжатия в двигателях внутреннего сгорания. Октановое число измеряется по шкале от 0 до 120, где величина 100 соответствует топливу с высокой устойчивостью к самовоспламенению (изооктановое топливо), в то время как н-гептан имеет очень высокую тенденцию к детонации при сжатии, и ему присвоено значение октанового числа, равное 0.



Удельная мощность: отношение эффективной мощности к рабочему объему двигателя, обычно выражаемое в кВт/л или л.с./л.

5 Стихиометрическое отношение: отношение массы воздуха к массе топлива, при котором обеспечивается полное сгорание (окисление) топлива и полное использование кислорода при таком сгорании.

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

10 На фиг.2 и 3 ссылочный номер 50 в целом обозначает вариант конструкции двигателя с разделенным циклом, в котором используются признаки, обеспечивающие устойчивость к возникновению детонации, в соответствии с настоящим изобретением. Двигатель 50 содержит коленчатый вал 52, который может вращаться относительно оси 54 коленчатого вала по часовой стрелке, как показано на чертеже. Коленчатый вал 52 содержит расположенные рядом кривошипы 56, 58, с которыми соединены шатуны 60, 62, соответственно, причем кривошип 56 опережает по углу кривошип 58.

15 Двигатель 50 содержит также блок 64 цилиндров, в котором сформированы два расположенных рядом цилиндра, в частности цилиндр 66 сжатия и цилиндр 68 расширения, которые закрыты головкой 70 блока цилиндров на том конце цилиндров, который противоположен коленчатому валу 52.

20 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 возвратно-поступательного движения между положениями ВМТ и НМТ.

25 В этом варианте поршень 74 расширения опережает поршень 72 сжатия на 20 градусов угла поворота коленчатого вала. Иначе говоря, поршень 72 сжатия достигает положения своей ВМТ через 20 градусов после того, как поршень 74 расширения достигнет положения своей ВМТ. Диаметры цилиндров и поршней, ходы поршней и рабочие объемы цилиндров необязательно должны быть одинаковыми.

30 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, через который засасываемый воздух поступает в цилиндр 66 сжатия, два отдельных перепускных канала 78 и 79, 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.

35 Впуском газа в цилиндр 66 сжатия управляет открывающийся внутрь впускной тарельчатый клапан 82. Впуском и выпуском потока газа в каждом перепускном канале 78 и 79 управляют два открывающихся наружу тарельчатых клапана, а именно перепускные клапаны 86 сжатия на впускных концах перепускных каналов 78, 79 и перепускные клапаны 88 расширения на выпускных концах перепускных каналов 78, 45 79. Поток отработавших газов, выходящих через выпускной канал 80, управляет открывающийся внутрь выпускной тарельчатый клапан 94. Эти клапаны 82, 86, 88 и 94 могут приводиться в действие любым подходящим способом, например, с помощью механических кулачков, с помощью техники привода регулируемых клапанов и т.п.

50 Каждый перепускной канал 78 и 79 снабжен по меньшей мере одним расположенным в нем топливным инжектором 96 высокого давления.

Топливные инжекторы 96 предназначены для впрыскивания топлива в сжатый воздух, находящийся в перепускных каналах 78, 79, полностью в течение такта сжатия.

5 Двигатель 50 содержит также одну или несколько свечей 98 зажигания или других устройств зажигания, которые расположены в подходящих местах в конце цилиндра 68 расширения, где горючая смесь может воспламениться и сгорать в такте расширения.

Кроме того, двигатель 50 предпочтительно снабжается устройством наддува, таким как турбоагнетатель 100, обеспечивающим повышение давления засасываемого  
10 воздуха до 1,7 бар и выше, для использования в полной мере признаков двигателя, обеспечивающих устойчивость к возникновению детонации, которые описаны ниже более подробно. Турбоагнетатель 100 содержит турбину 102, работающую на отработавших газах, которая вращает компрессор 104. В турбине имеется впускное  
15 отверстие 106 для подачи отработавших газов под давлением, поступающих из выпускного отверстия 80 двигателя 50. Турбина 102 вращает компрессор 104, который всасывает внешний воздух через воздухозаборник 108 и выпускает сжатый воздух через выпускное отверстие 110 сжатого воздуха. Сжатый воздух проходит через  
20 одноступенчатый охладитель 112 и поступает в воздухозаборное отверстие 76 под давлением не менее 1,7 бар, абс. при полной нагрузке.

Возникновение детонации в двигателе зависит от времени, в течение которого топливо подвергается действию повышенных температур до его зажигания. Поэтому признаки, которые позволяют снизить температуру или время, в течение которого  
25 топливо подвергается действию повышенных температур, будут повышать устойчивость двигателя к возникновению детонации.

Три признака, предлагаемые в настоящем изобретении для двигателя 50 с разделенным циклом, способствуют предотвращению детонации или повышению  
30 устойчивости к детонации.

1. Очень позднее впрыскивание топлива в перепускные каналы 78 и 79 по сравнению с обычным двигателем.

В двигателе 50 с разделенным циклом впрыскивание топлива топливными инжекторами 96 выполняется после такта впуска полностью в течение такта сжатия. В  
35 отличие от такой схемы в обычном двигателе впрыскивание топлива осуществляется перед тактом впуска и в течение этого такта, перед тактом сжатия. Кроме того, в обычном двигателе с непосредственным впрыскиванием топлива в цилиндр обычно впрыскивание осуществляется по меньшей мере частично в течение такта впуска и может продолжаться в начале такта сжатия.

2. Улучшение смешивания воздуха с топливом с использованием подачи потока с высокой степенью турбулентности через клапаны, соединяющие перепускной канал с  
40 цилиндром расширения (клапаны 88 расширения).

Благодаря высокому начальному отношению давлений на перепускных клапанах 88 расширения начальный поток при открытии клапанов 88 будет иметь  
45 звуковую скорость. Получаемый поток с высокой степенью турбулентности является основным средством смешивания топлива с воздухом, что позволяет использовать очень позднее впрыскивание топлива по сравнению с обычным двигателем, в котором используются сравнительно низкие скорости воздушного потока в тактах впуска и сжатия по сравнению с двигателем 50 с разделенным циклом. Таким образом,  
50 существенно уменьшается время, в течение которого могут происходить реакции топлива с воздухом, способные приводить к возникновению детонации.

3. Отвод тепла стенками перепускных каналов 78 и 79, в результате чего снижается

высокая температура смеси, подаваемой в цилиндр.

Сжатый воздух в перепускных каналах 78 и 79 двигателя 50 с разделенным циклом теряет энергию за счет теплопередачи поверхностями стенок, когда температура воздуха в результате его сжатия будет существенно превышать температуру стенок перепускных каналов. Хотя такая потеря энергии снижает эффективность работы двигателя, однако она способствует предотвращению самовоспламенению топлива (детонации) в перепускных каналах 78 и 79 и в цилиндре 68 расширения до момента зажигания искрой, поскольку тепловые потери снижают температуру сжатого воздуха.

В обычном бензиновом двигателе увеличение давления, получаемое за счет повышенной степени сжатия, а также использования турбонаддува, ограничивается склонностью к возникновению детонации при повышенных температурах воздуха. Эта тенденция к возникновению детонации может быть ослаблена путем пропускания воздуха через охладитель после сжатия турбонагнетателем или другим устройством наддува. Однако после сжатия в цилиндре воздух все же имеет достаточно высокую температуру, и топливо уже впрыснуто. Что же касается двигателя 50 с разделенным циклом, то после наддува также может использоваться охладитель, однако уникальной особенностью двигателя 50 является дополнительное охлаждение после цилиндра сжатия за счет потерь тепла в перепускных каналах 78 и 79, и впрыскивание топлива осуществляется на последней стадии сжатия.

Для более точного расчета действия и для оптимизации признаков, предлагаемых в настоящем изобретении, а именно позднего впрыскивания топлива, охлаждения перепускных каналов и высокой степени турбулентности потока, было проведено компьютерное моделирование. Моделирование проводилось для конкретной базовой конструкции двигателя 50, параметры клапанов и цилиндров которого приведены в Таблицах I и II.

Таблица I: параметры цилиндров базовой конструкции двигателя 50

Параметр	Единицы	Цилиндр 66 сжатия	Цилиндр 68 расширения
Диаметр цилиндра в свету	Миллиметры	94,4	86,3
Ход поршня	Миллиметры	87,0	120,0
Полный рабочий объем цилиндра	Литры	0,609	0,702
Степень сжатия, объемн.	X:1	86	121

Таблица II: параметры клапанов базовой конструкции двигателя 50

Параметр	Единицы	Впускной клапан 82	Перепускной клапан 86 сжатия	Перепускной клапан 88 расширения	Выпускной клапан 94
Внутренний диаметр седла	Миллиметры	32,0	18,0	18,0	26,0
Максимальный подъем	Миллиметры	9,73	2,60	2,43	9,28
Угол открытия	УПКВ после ВМТ поршня расширения	62,0	-15,0	-5,0	155,0
Угол закрытия	УПКВ после ВМТ поршня расширения	212,0	20,5	25,0	-24,0

Кроме того, в компьютерной модели поршень 74 расширения базовой конструкции двигателя 50 был установлен с опережением поршня 72 сжатия на 20° угла поворота коленчатого вала (УПКВ). Иначе говоря, поршень 72 сжатия начинал свой такт сжатия, то есть достигал положения своей НМТ, за 160° угла поворота коленчатого вала до достижения поршнем 74 положения своей ВМТ, и поршень 72 сжатия заканчивал свой такт сжатия, то есть достигал положения своей ВМТ, через 20° угла поворота коленчатого вала после достижения положения ВМТ поршнем 74

расширения.

Результаты моделирования описаны ниже со ссылками на соответствующие фиг.4-13. Если не указано иное, то все параметры базовой конструкции двигателя 50, которые не упоминаются далее, остаются такими, как они указаны в Таблицах I и II. Все угловые положения коленчатого вала для любого параметра указаны относительно положения ВМТ поршня 74 расширения, которому соответствует  $0^\circ$  поворота коленчатого вала относительно ВМТ.

На фиг.4 приведены графики зависимости коэффициента детонации от угла поворота коленчатого вала (линии 120 и 122), полученные в результате моделирования, для двух двигателей с разделенным циклом, без наддува и с перепускными каналами (проходами), выполненными из литого чугуна, без теплоизоляции. Когда коэффициент детонации приближается к 1, высока вероятность детонации.

Для моделирования число оборотов двигателей принималось равным 4000 об/мин, при 100% нагрузке, для бензина с октановым числом 100, причем отношение воздуха к топливу составляло 13,05/1, то есть 90% от стехиометрического отношения, составляющего 14,5/1. Линия 120 относится к базовой конструкции двигателя 50 с ходом поршня сжатия, равным 87 мм, а линия 122 относится к двигателю с разделенным циклом, который отличается от базовой конструкции только тем, что в нем ход поршня сжатия увеличен и равен 120 мм, и степень сжатия, соответственно, более высокая.

Как можно видеть на фиг.4, коэффициент детонации растет с момента начала впрыскивания топлива (НВТ), которое происходит в положении угла  $15^\circ$  поворота коленчатого вала перед ВМТ поршня 74 расширения. Можно видеть, что при увеличении хода поршня сжатия с 87 мм до 120 мм (линии 120 и 122, соответственно) конечное значение коэффициента детонации увеличивается, но не превышает значения 0,35 при максимальном сжатии (линия 122).

Необходимо отметить, что на фиг.4 представлены результаты моделирования для стандартного литого чугуна, без термоизоляции, с использованием двух отдельных перепускных каналов 78 и 79 со средним диаметром примерно 13,5 мм. Охлаждение сжатого воздуха в перепускных каналах 78 и 79 является важным признаком, обеспечивающим удержание коэффициента детонации на уровне, существенно меньшем 1. Факторами, обеспечивающими отведение тепла от перепускных каналов 78 и 79 и потому снижающими коэффициент детонации, являются тип материалов, используемых в конструкции каналов 78 и 79, число каналов для данного заряда сжатого воздуха, выполнение термоизоляции каналов, а также наличие активного охлаждения.

В конкретных случаях, представленных на фиг.4 линиями 120 и 122, для отведения тепла используются два перепускных канала 78 и 79 из литого чугуна без термоизоляции с соответствующими клапанами 86 сжатия и 88 расширения. Два перепускных канала 78 и 79 имеют такие размеры и форму, которые должны обеспечивать отведение регулируемого количества тепловой энергии, содержащейся в сжатом газе внутри перепускных каналов, между моментами закрытия связанных перепускных клапанов 88 расширения в течение такта расширения, выполняемого поршнем 74 расширения, и открытия связанных перепускных клапанов 86 сжатия в течение следующего такта сжатия, выполняемого поршнем 72 сжатия. Как это будет более подробно рассмотрено ниже, предпочтительно, чтобы по меньшей мере 5,3%, и более предпочтительно по меньшей мере 13%, тепловой энергии, содержащейся в

сжатом газе, отводилось между моментами закрытия перепускных клапанов 88 расширения и последующим открытием перепускных клапанов 86 сжатия.

5 Специалисту в данной области техники будет ясно, что для отведения эквивалентного регулируемого количества тепловой энергии могут использоваться также и другие комбинации и конфигурации перепускных каналов. Например, для заданного заряда сжатого воздуха могут использоваться более двух перепускных каналов для увеличения площади поверхности внутренних стенок каналов, с которыми взаимодействуют потоки газов, или каналы для газа могут иметь активное  
10 охлаждение.

В проведенном моделировании впрыскивание топлива для базовой конструкции двигателя 50 начиналось после начала такта сжатия и непосредственно перед открытием перепускного клапана 88 расширения. Предпочтительный диапазон углов поворота коленчатого вала для начала впрыскивания топлива (НВТ) - от 25° перед  
15 ВМТ до положения ВМТ.

При этом впрыскивание топлива заканчивалось перед окончанием такта сжатия и перед закрытием перепускного клапана 88 расширения. Предпочтительный диапазон углов поворота коленчатого вала для окончания впрыскивания топлива (ОВТ) - от  
20 10° перед ВМТ до 10° после ВМТ.

Впрыскивание топлива из топливных инжекторов 96 в перепускных каналах 78 и 79 таким образом, чтобы оно происходило полностью в течение такта сжатия поршня 72 сжатия и в течение вышеуказанных временных интервалов НВТ и ОВТ, обеспечивает почти полную передачу впрыснутого топлива из каналов 78 и 79 в цилиндр 68  
25 расширения. Необходимо иметь в виду, что если впрыскивание топлива начнется до начала такта сжатия, то это может привести к преждевременному воспламенению смеси. Также необходимо отметить, что если впрыскивание топлива закончится после конца такта сжатия, то это может приводить к тому, что значительная часть топлива  
30 будет оставаться в перепускных каналах 78 и 79 и, таким образом, не будет передаваться в цилиндр 68 расширения.

Давление впрыскивания топлива обязательно должно превышать давление в перепускных каналах 78 и 79, причем для достижения оптимальной продолжительности впрыскивания используются разные давления впрыскивания в зависимости от числа оборотов двигателя и нагрузки двигателя, а также от различных возможностей системы впрыскивания топлива.  
35

На фиг.5 представлены расчетные зависимости давлений в перепускных каналах 78 и 79, в цилиндрах 66 и 68 сжатия и расширения от угла поворота коленчатого вала, полученные в результате моделирования работы базовой конструкции двигателя 50 с  
40 разделенным циклом, без наддува, на скорости 4000 об/мин при полной нагрузке (100%). На графике показаны моменты открытия/закрытия перепускных клапанов 86 и 88, сжатия и расширения, подачи искры свечой зажигания 98, а также интервалы начала и окончания впрыскивания топлива (НВТ и ОВТ) топливными  
45 инжекторами 96 и окончания такта сжатия. Линия 124 отображает давление в цилиндре 66 сжатия. Линия 126 отображает выходное давление на перепускном клапане 86 сжатия (ПКС), то есть давление в точках перепускных каналов 78, 79 сразу же после тарельчатой головки перепускного клапана 86 сжатия. Линия 128 отображает входное давление на перепускном клапане 88 расширения (ПКР), то есть  
50 давление в точках перепускных каналов 78, 79 непосредственно перед тарельчатой головкой перепускного клапана 88 расширения. Линия 130 отображает давление в цилиндре 68 расширения.

Для моделирования, результаты которого отображены на фиг.5, момент НВТ был равен  $20^\circ$  перед ВМТ, а момент ОВТ был равен  $1^\circ$  после ВМТ. Этот момент ОВТ опережал момент зажигания искрой всего на  $16^\circ$ . Необходимо отметить, что в этом диапазоне давления в перепускных каналах (линии 126 и 128) изменяются в  
 5 диапазоне 25 - 65 бар, и поэтому давление впрыскивания топлива должно с запасом превышать указанные давления. Также необходимо отметить, что когда перепускной клапан 88 расширения открывается, входное давление на нем (40 бар) существенно выше давления в цилиндре 68 расширения (5 бар), причем отношение давлений на  
 10 перепускных клапанах 88 расширения имеет достаточную величину для создания потока горючей смеси со звуковой скоростью через зоны прохода перепускных клапанов расширения, в результате чего увеличивается турбулентность, и, соответственно, улучшается перемешивание топлива с воздухом.

На фиг.6 и 7 показаны зависимости числа Маха аппроксимированного потока через  
 15 перепускные клапаны 88 расширения из перепускных каналов 78 и 79 в цилиндр 68 расширения на скорости работы двигателя 4000 об/мин (линия 132 на фиг.6) и 1400 об/мин (линия 134 на фиг.7), соответственно, когда двигатель 50 базовой конструкции работает с полной нагрузкой.

Как только перепускные клапаны 88 расширения открываются, на обеих скоростях  
 20 работы двигателя поток имеет звуковую скорость (число Маха=1,0) в пределах угла поворота  $3 - 4^\circ$ , и затем величина числа Маха падает примерно до 0,35 для 4000 об/мин и 0,15 для 1400 об/мин, что может считаться еще достаточно высокой скоростью для обеспечения турбулентности потока. Такой скоростной турбулентный поток  
 25 способствует повышению устойчивости двигателя 50 к возникновению детонации за счет уменьшения времени, в течение которого горючая смесь подвергается действию высоких температур сжатия, поскольку турбулентность обеспечивает быстрое перемешивание топлива с воздухом.

Сравнивая фиг.5, 6 и 7, можно отметить, что момент НВТ двигателя 50  
 30 предпочтительно находится в диапазоне углов поворота коленчатого вала от  $25^\circ$  до  $0^\circ$  перед ВМТ, в то время как начальный звуковой поток возникает в диапазоне углов поворота коленчатого вала от  $5^\circ$  до  $2^\circ$  перед ВМТ. Это означает, что весь процесс впрыскивания топлива в принципе может осуществляться после того, как скорость  
 35 воздушного потока станет ниже звуковой скорости. Однако предпочтительно, чтобы по меньшей мере часть впрыснутого топлива проходила через перепускной клапан 88 расширения, когда сжатый газ имеет начальную звуковую скорость, для обеспечения лучшего перемешивания топлива с воздухом.

На фиг.5 можно видеть, что после того как перепускные клапаны 88 расширения  
 40 закрываются при повороте коленчатого вала на угол  $25^\circ$  после ВМТ, среднее давление (линии 126 и 128) в перепускных каналах 78 и 79 равно примерно 47 бар. Однако это среднее давление (линии 126 и 128) в замкнутом объеме перепускных каналов 78 и 79 снижается примерно до 39 бар к тому моменту, когда перепускные  
 45 клапаны 86 сжатия открываются при угле  $15^\circ$  перед ВМТ. Эта потеря давления происходит благодаря теплообмену воздуха, заключенного в перепускных каналах, с их стенками и представляет примерно 13% потери энергии, затраченной на сжатие воздуха. Поскольку такая потеря энергии важна для снижения коэффициента  
 50 детонации, то конструкция перепускных каналов 78 и 79 должна быть такой, чтобы между моментами закрытия перепускных клапанов 88 расширения и последующего открытия перепускных клапанов 86 сжатия отводилось по меньшей мере 13% энергии, заключенной в объеме газа, находящегося в перепускных каналах.

Для оценки эффектов тепловых потерь было проведено моделирование для перепускных каналов 78 и 79 с высокой степенью изоляции стенок, обеспечиваемой внутренним слоем керамического материала и воздушными зазорами вокруг каналов (см. фиг.8). Базовая конструкция двигателя 50, результаты моделирования которой 5 представлены на фиг.8, аналогична конструкции двигателя, результаты моделирования которой приведены на фиг.5, за исключением изоляции перепускных каналов керамическими стенками. Линия 136 отображает давление в цилиндре 66 сжатия. Линия 138 отображает выходное давление на перепускном клапане 86 сжатия, 10 то есть давление в точках перепускных каналов 78, 79 непосредственно за тарельчатой головкой перепускного клапана 86 сжатия. Линия 140 отображает входное давление на перепускном клапане 88 расширения, то есть давление в точках перепускных каналов 78, 79 непосредственно перед тарельчатой головкой перепускного клапана 88 расширения. И, наконец, линия 142 отображает давление в цилиндре 68 расширения.

15 На фиг.8 представлены расчетные зависимости давлений в перепускных каналах (линии 138 и 140) от угла поворота коленчатого вала с очень малыми потерями между моментами закрытия перепускных клапанов 88 расширения при достижении угла  $25^\circ$  после МВТ и последующего открытия перепускных клапанов 86 сжатия при 20 достижении угла  $15^\circ$  перед ВМТ. Следует отметить, что все давления и, соответственно, температуры в обоих цилиндрах 66 и 68 и в перепускных каналах 78 и 79 базовой конструкции двигателя 50, результаты моделирования которого представлены на фиг.8 (перепускные каналы 78 и 79 с керамической изоляцией), выше, чем в случае базовой конструкции двигателя 50, результаты моделирования которого 25 представлены на фиг.5 (перепускные каналы 78 и 79 без изоляции).

На фиг.9 представлены результаты компьютерного моделирования для повышенных давлений и температур в перепускных каналах, которые показывают 30 неприемлемое увеличение коэффициента детонации до 1,0 (то есть детонация) для увеличенных значений отношения рабочих объемов цилиндров сжатия и расширения. Соответственно, моделирование необходимо было проводить для отношения воздух/топливо, изменяющегося от 13,05/1 (90% от стехиометрического отношения) до 10,4/1 (70% от стехиометрического отношения), что позволяет улучшить охлаждение испарением и поддерживать расчетный коэффициент детонации ниже 1,0. 35 На фиг.9 представлены полученные коэффициенты детонации для топлива с октановым числом 100, где линия 144 относится к базовой конструкции двигателя 50 с ходом поршня сжатия, равным 87 мм, а линия 146 относится к двигателю с разделенным циклом, который отличается от базовой конструкции только тем, что в 40 нем ход поршня сжатия увеличен и равен 120 мм, и степень сжатия, соответственно, более высокая.

Как можно видеть, более высокие значения коэффициентов детонации превышают 0,9 (линия 146), что непригодно для практического применения, поскольку запас коэффициента детонации недостаточен ввиду возможных изменений 45 условий работы, а также изменений внешней температуры и давления. Однако, если используются перепускные каналы без изоляции, то запас коэффициента детонации будет достаточен (см. фиг.4) даже для высоких значений отношений рабочих объемов цилиндров сжатия и расширения. Таким образом, умеренная степень изоляции, 50 например, в форме вставок из нержавеющей стали и воздушных зазоров, окружающих секции перепускных каналов, может повысить эффективность работы двигателя, обеспечивая в то же время величины коэффициентов детонации, которые существенно ниже 1,0.

Фиг.10 аналогична фиг.5 и 8, но в этом случае средние секции перепускных каналов 78 и 79 содержат вставки из нержавеющей стали с воздушными зазорами толщиной 5 мм между вставками и чугунной головкой 70 блока цилиндров базовой конструкции двигателя 50. Концы перепускных каналов 78 и 79, которые содержат изогнутые части для обеспечения установки перепускных клапанов 86 и 88 сжатия и расширения, выполнены из литого чугуна, без изоляции. Линия 148 отображает давление в цилиндре 66 сжатия. Линия 150 отображает выходное давление на перепускном клапане 86 сжатия, то есть давление в точках перепускных каналов 78, 79 непосредственно за тарельчатой головкой перепускного клапана 86 сжатия. Линия 152 отображает входное давление на перепускном клапане 88 расширения, то есть давление в точках перепускных каналов 78, 79 непосредственно перед тарельчатой головкой перепускного клапана 88 расширения. Линия 154 отображает давление в цилиндре 68 расширения.

На фиг.10 представлены расчетные давления в перепускных каналах 78 и 79, а также в цилиндрах 66 и 68, сжатия и расширения, в зависимости от угла поворота коленчатого вала с некоторой потерей энергии между моментами закрытия перепускных клапанов 88 расширения и открытия перепускных каналов 86 сжатия, но эта потеря не так велика, как в случае стенок без изоляции (см. фиг.5). Среднее давление в перепускных каналах снижается от примерно 47,5 бар при закрытии перепускных клапанов 88 расширения до 45 бар при открытии перепускных клапанов 86 сжатия, что составляет примерно 5,3% потери энергии, потраченной на сжатие воздуха (ср. 13% для перепускных каналов без изоляции).

На фиг.11 представлены зависимости коэффициентов детонации для двух двигателей с разделенным циклом, в которых перепускные каналы 78 и 79 имеют изоляцию в форме вставок из нержавеющей стали и воздушных зазоров. Линия 156 относится к базовой конструкции двигателя 50 с ходом поршня сжатия, равным 87 мм, а линия 158 относится к двигателю с разделенным циклом, который отличается от базовой конструкции только тем, что в нем ход поршня сжатия удлинен и равен 120 мм. Расчеты выполнены для работы обоих двигателей на топливе с октановым числом 100. Коэффициенты детонации значительно выше, чем в случае перепускных каналов без изоляции (см. фиг.4), однако они заметно меньше 1,0 по сравнению с перепускными каналами с керамическими стенками (фиг.9).

Полученные результаты свидетельствуют о том, что расчетный коэффициент детонации двигателя 50 с разделенным циклом очень чувствителен к степени потери энергии в перепускных каналах 78 и 79. Это обстоятельство создает возможность динамического управления этими тепловыми потерями в форме активной системы охлаждения, что позволит воздействовать на тенденцию двигателя к детонации при различных условиях работы. На фиг.12 представлена блок-схема системы охлаждения для двигателя 50 с разделенным циклом, в которой используются отдельные контуры охлаждения для различных частей двигателя 50, в том числе и для перепускных каналов 78 и 79.

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 объем определяется прилагаемой формулой.

Формула изобретения



## 1. Двигатель, содержащий:

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  
5 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  
10 совершает возвратно-поступательное движение, осуществляя такты расширения и выпуска за один оборот коленчатого вала;

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

топливный инжектор, установленный в полости давления перепускного канала;  
причем впрыскивание топлива топливным инжектором в перепускной канал  
выполняется таким образом, чтобы оно происходило полностью в течение такта  
сжатия поршня сжатия.

20 2. Двигатель по п.1, в котором впрыскивание топлива в перепускной канал начинается в диапазоне углов поворота коленчатого вала от  $25^\circ$  до  $0^\circ$  перед верхней мертвой точкой поршня расширения.

3. Двигатель по п.2, в котором впрыскивание топлива в перепускной канал  
25 заканчивается в диапазоне углов поворота коленчатого вала от  $10^\circ$  перед верхней мертвой точкой поршня расширения до  $10^\circ$  после этой точки.

4. Двигатель по п.1, в котором впрыскивание топлива в перепускной канал  
заканчивается в диапазоне углов поворота коленчатого вала от  $10^\circ$  перед верхней  
мертвой точкой поршня расширения до  $10^\circ$  после этой точки.

30 5. Двигатель по п.1, в котором перепускной канал выполнен таким образом, чтобы он отводил по меньшей мере 5,3% тепловой энергии, содержащейся в сжатом газе, заключенном в перепускном канале, между моментами закрытия перепускного клапана расширения в такте расширения поршня расширения и открытия перепускного клапана сжатия в следующем такте сжатия поршня сжатия.

35 6. Двигатель по п.1, в котором перепускной канал выполнен таким образом, чтобы он отводил по меньшей мере 13% тепловой энергии, содержащейся в сжатом газе, заключенном в перепускном канале, между моментами закрытия перепускного клапана расширения в такте расширения поршня расширения и открытия перепускного клапана сжатия в следующем такте сжатия поршня сжатия.  
40

7. Двигатель по п.1, в котором перепускной канал выполнен охлаждаемым для отведения регулируемого количества тепловой энергии, содержащейся в сжатом газе, заключенном в перепускном канале, между моментами закрытия перепускного клапана расширения в такте расширения поршня расширения и открытия перепускного клапана сжатия в следующем такте сжатия поршня сжатия.  
45

8. Двигатель по п.1, в котором в процессе работы с полной нагрузкой на скорости вращения коленчатого вала от 1400 об/мин до 4000 об/мин отношение давлений на перепускном клапане расширения равно или превышает критическую величину, обеспечивающую начальную скорость истечения сжатого газа из перепускного канала  
50 в цилиндр расширения после открытия перепускного клапана расширения, равную звуковой скорости.

9. Двигатель по п.8, в котором по меньшей мере часть впрыснутого топлива,

поступившего в каждом цикле в цилиндр расширения, проходит через перепускной клапан расширения при начальной скорости истечения сжатого газа, равной звуковой скорости.

5 10. Двигатель по п.1, в котором перепускной канал состоит по меньшей мере из двух отдельных перепускных каналов, имеющих связанные перепускные клапаны сжатия и расширения, причем эти перепускные каналы имеют такие размеры, которые обеспечивают отведение по меньшей мере 5,3% тепловой энергии, содержащейся в сжатом газе, заключенном в перепускных каналах, между моментами закрытия связанных перепускных клапанов расширения в такте расширения поршня расширения и открытия связанных перепускных клапанов сжатия в следующем такте сжатия поршня сжатия.

11. Способ повышения давления засасываемого воздуха в двигателе с разделенным циклом, содержащий:

15 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; 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 повышение давления порции воздуха, засасываемой в цилиндр сжатия в такте впуска, по меньшей мере до 1,7 бар, абс.; сжатие этой порции воздуха в такте сжатия;

30 открытие перепускного клапана сжатия для передачи этой порции воздуха в перепускной канал; и

впрыскивание топлива в перепускной канал полностью в течение такта сжатия.

12. Способ по п.11, включающий дополнительно впрыскивание топлива в перепускной канал в диапазоне углов поворота коленчатого вала от 25° до 0° перед верхней мертвой точкой поршня расширения.

13. Способ по п.11, включающий окончание впрыскивания топлива в перепускной канал в диапазоне углов поворота коленчатого вала от 10° перед верхней мертвой точкой поршня расширения до 10° после этой точки.

40 14. Способ по п.11, включающий дополнительно отведение из перепускного канала по меньшей мере 5,3% тепловой энергии, содержащейся в сжатом газе, заключенном в перепускном канале, между моментами закрытия перепускного клапана расширения в такте расширения поршня расширения и открытия перепускного клапана сжатия в следующем такте сжатия поршня сжатия.

45 15. Способ по п.11, включающий дополнительно активное охлаждение перепускного канала для отведения регулируемого количества тепловой энергии, содержащейся в сжатом газе, заключенном в перепускном канале, между моментами закрытия перепускного клапана расширения в такте расширения поршня расширения и открытия перепускного клапана сжатия в следующем такте сжатия поршня сжатия.

50 16. Способ по п.11, включающий дополнительно выполнение перепускного канала в форме по меньшей мере двух отдельных перепускных каналов, выполненных таким образом, чтобы они отводили регулируемое количество тепловой энергии,

содержащейся в сжатом газе, заключенном в перепускном канале, между моментами закрытия перепускного клапана расширения в такте расширения поршня расширения и открытия перепускного клапана сжатия в следующем такте сжатия поршня сжатия.

5 17. Способ по п.11, включающий дополнительно обеспечение в процессе работы двигателя с полной нагрузкой на скорости вращения коленчатого вала от 1400 об/мин до 4000 об/мин такого отношения давлений на перепускном клапане расширения, которое равно критическому значению или превышает его; и обеспечение начальной скорости истечения сжатого газа из перепускного канала в цилиндр расширения после  
10 открытия перепускного клапана расширения, равной звуковой скорости.

15

20

25

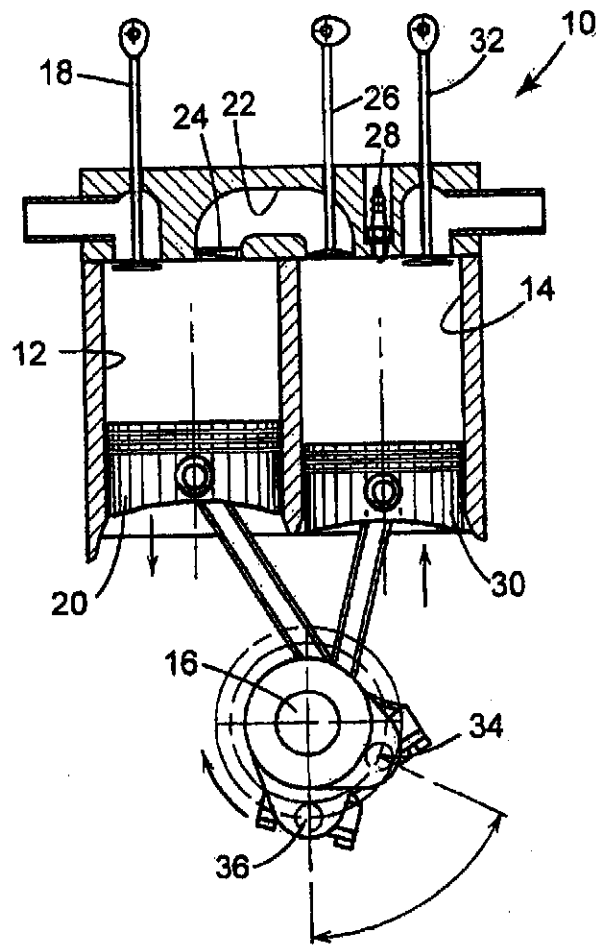
30

35

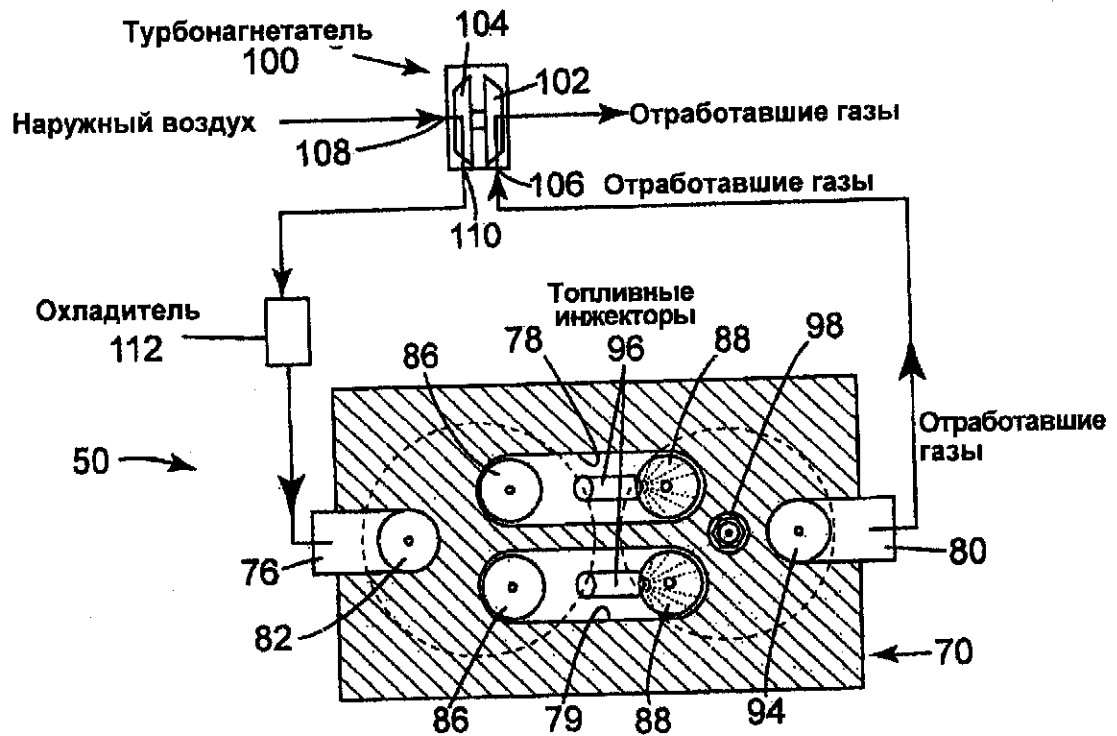
40

45

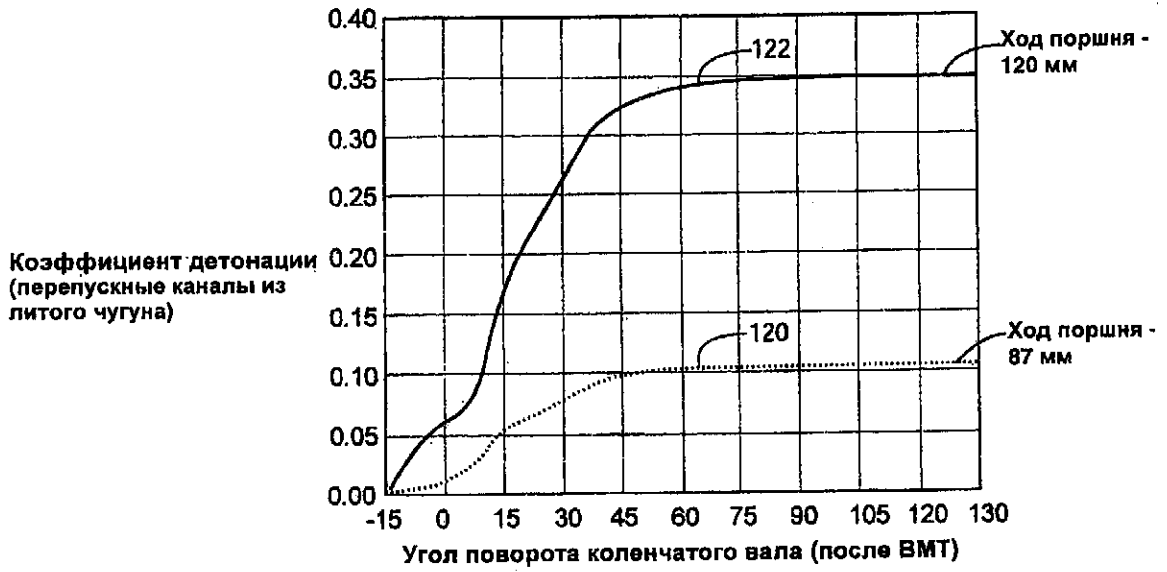
50



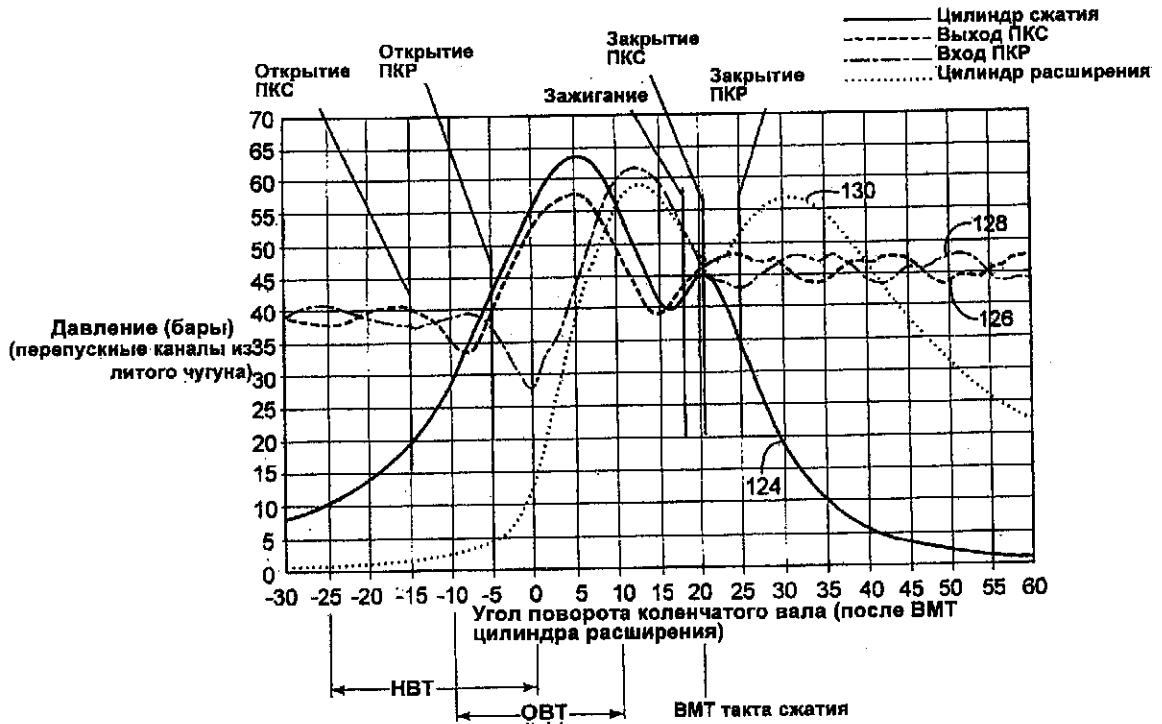
Фиг. 1



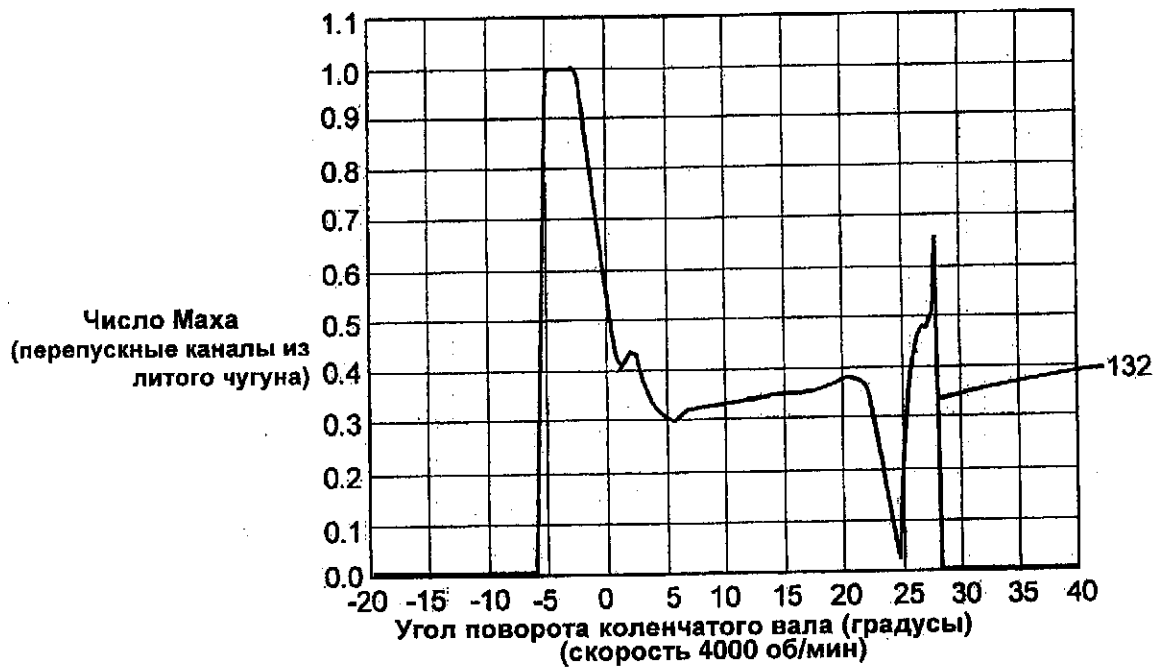
Фиг. 3



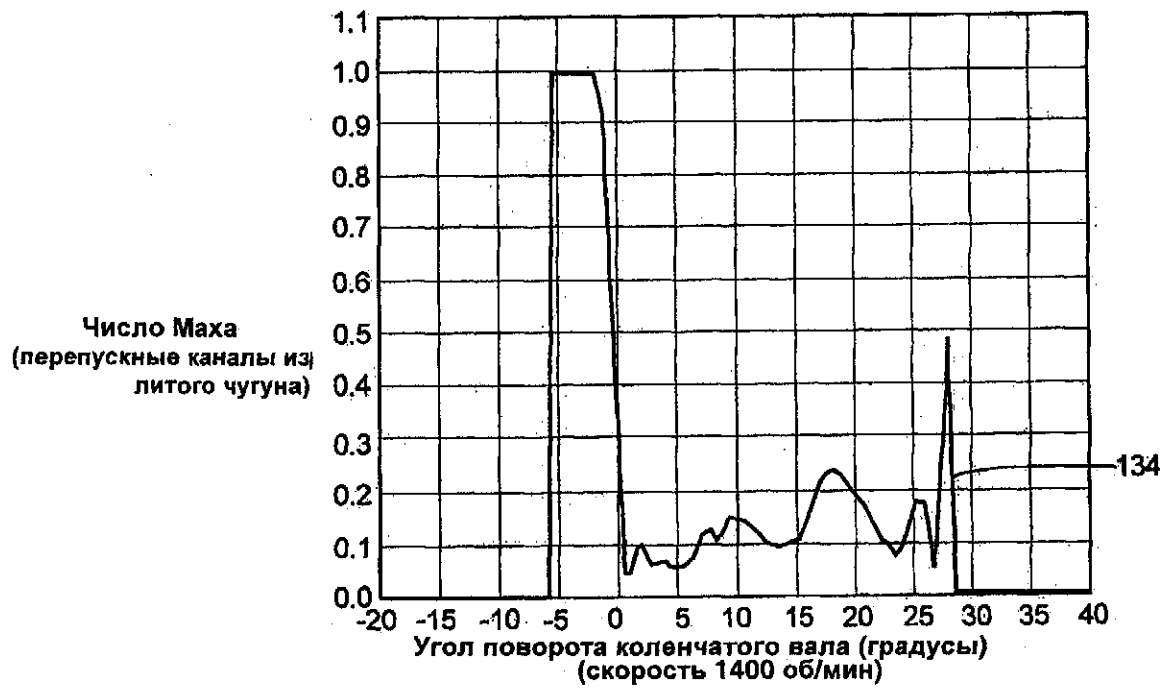
Фиг. 4



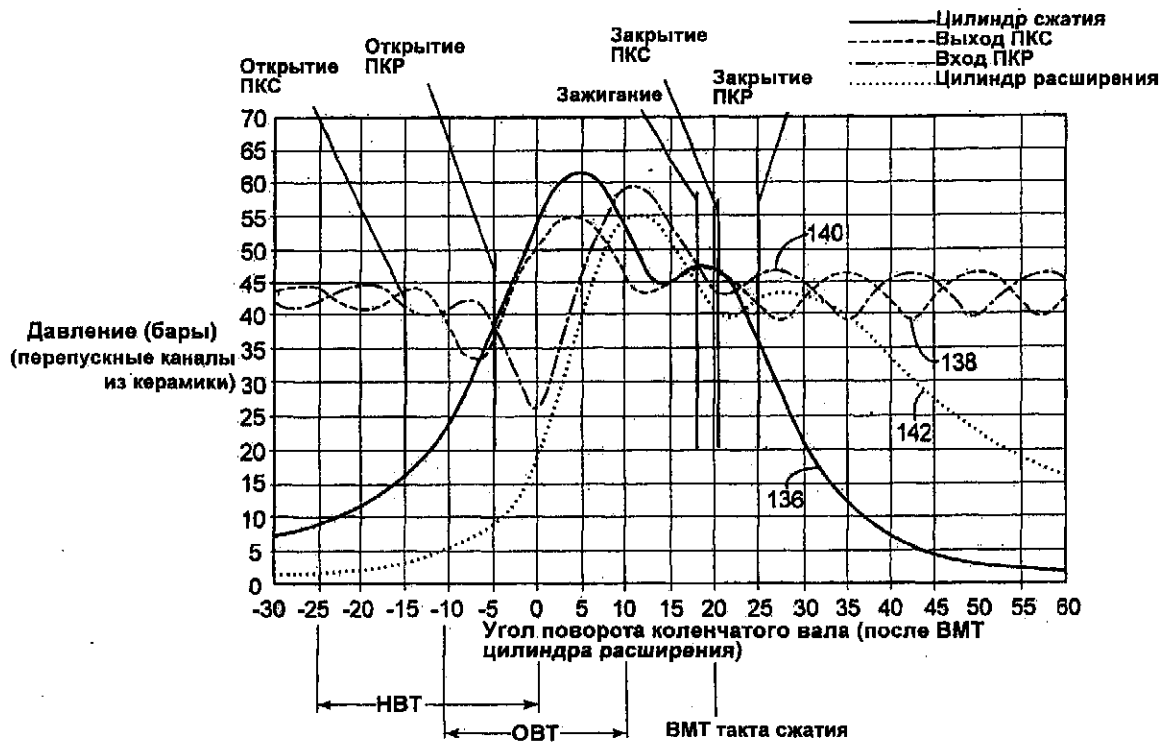
Фиг. 5



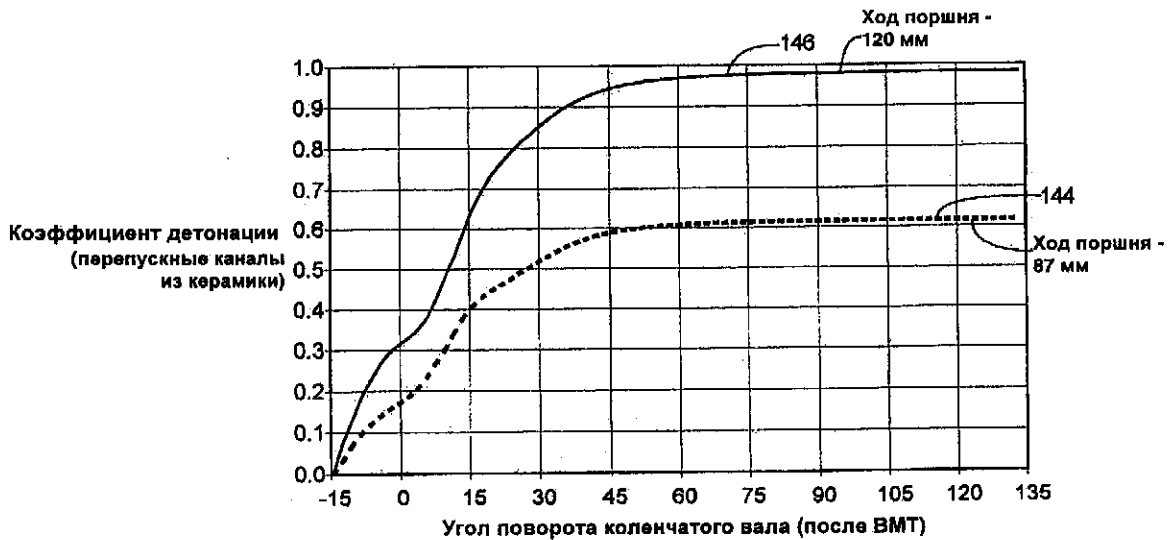
Фиг. 6



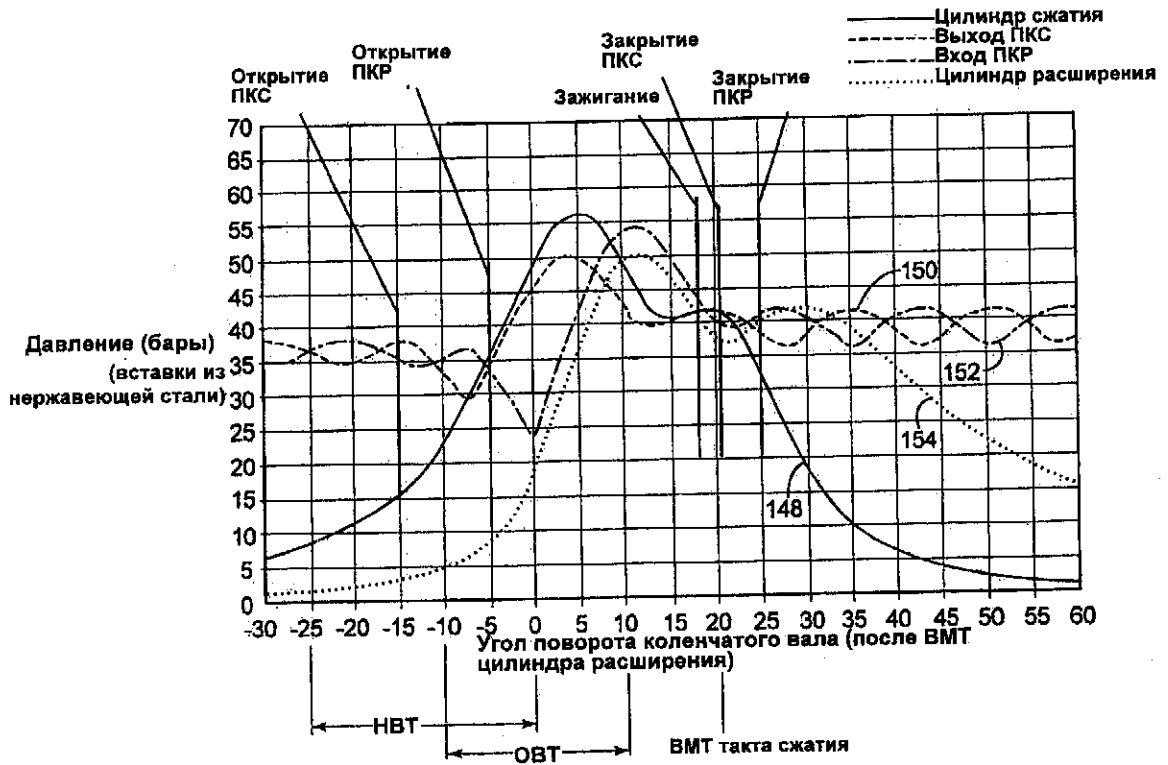
Фиг. 7



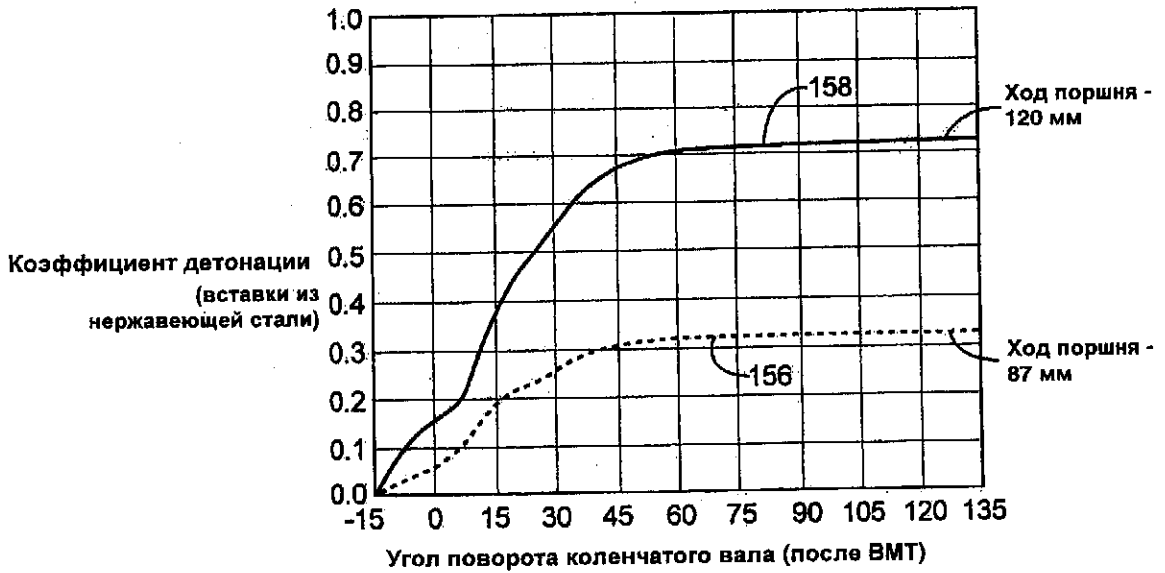
Фиг. 8



Фиг. 9



Фиг. 10



Фиг. 11





Фиг. 12