



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
 ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ,
 ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: 2002113772/06, 10.10.2000
 (24) Дата начала действия патента: 10.10.2000
 (30) Приоритет: 25.10.1999 (пп.1-9) FI 19992301
 (43) Дата публикации заявки: 20.11.2003
 (45) Опубликовано: 10.11.2005 Бюл. № 31
 (56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: JP 62-294718 A, 28.05.1988. US 6098578 A, 08.08.2000. US 5251581 A, 12.10.1993. US 4995348 A, 26.02.1991. US 4191138 A, 04.03.1980. US 4162662 A, 31.07.1979. RU 2109967 C1, 27.04.1998.
 (85) Дата перевода заявки РСТ на национальную фазу: 27.05.2002
 (86) Заявка РСТ: FI 00/00870 (10.10.2000)
 (87) Публикация РСТ: WO 01/42634 (14.06.2001)
 Адрес для переписки:
 191186, Санкт-Петербург, а/я 230, "АРС-ПАТЕНТ", пат.пов. В.М.Рыбакову, рег. № 90

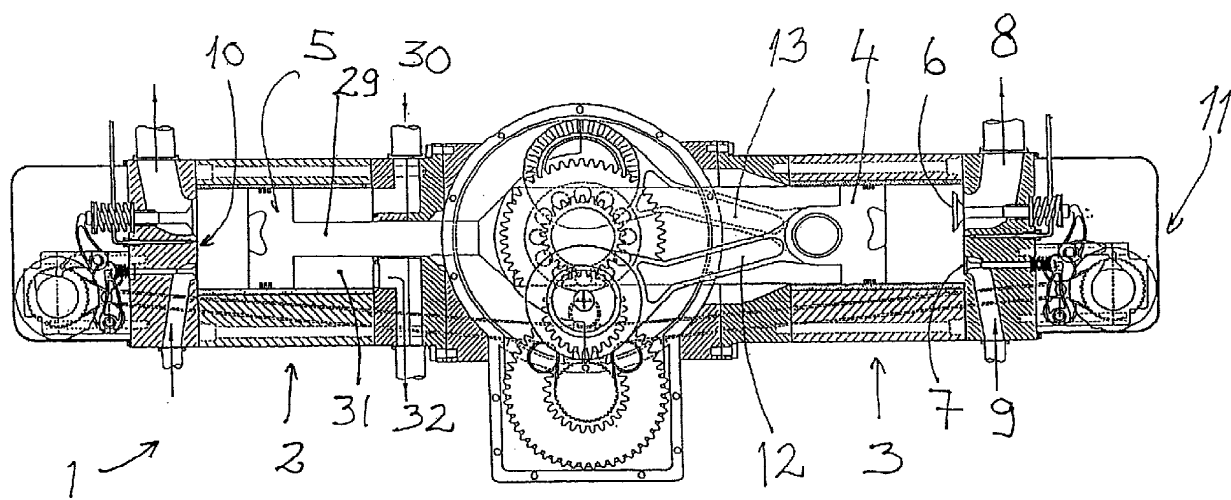
(72) Автор(ы):
 ЙАНХУНЕН Тимо Тапани (FI)
 (73) Патентообладатель(ли):
 ЙАНХУНЕН Тимо Тапани (FI)

(54) ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(57) Реферат:

Изобретение относится к двигателям внутреннего сгорания. Технический результат заключается в возможности повышения эффективного коэффициента полезного действия. Согласно изобретению двигатель внутреннего сгорания работает по двухтактному принципу. При этом двигатель содержит, по меньшей мере, один цилиндр, по меньшей мере, один выпускной клапан, по меньшей мере, один клапан продувки и

компрессорную часть, которая может быть выполнена в виде отдельного компрессора, например, винтового компрессора. Клапан продувки согласно изобретению открывается после поворота коленчатого вала на 120° за нижней мертвой точкой и закрывается за 30° до верхней мертвой точки, причем давление продувочного воздуха составляет 3-15 бар. Выпускной клапан при этом открывается за 60° до нижней мертвой точки. 17 ил.



ФИГ. 1А



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY,
PATENTS AND TRADEMARKS

(12) ABSTRACT OF INVENTION

(21), (22) Application: **2002113772/06, 10.10.2000**

(24) Effective date for property rights: **10.10.2000**

(30) Priority: **25.10.1999 (cl.1-9) FI 19992301**

(43) Application published: **20.11.2003**

(45) Date of publication: **10.11.2005 Bull. 31**

(85) Commencement of national phase: **27.05.2002**

(86) PCT application:
FI 00/00870 (10.10.2000)

(87) PCT publication:
WO 01/42634 (14.06.2001)

Mail address:
**191186, Sankt-Peterburg, a/ja 230, "ARS-
PATENT", pat.pov. V.M.Rybakovu, reg. № 90**

(72) Inventor(s):
JANKhUNEN Timo Tapani (FI)

(73) Proprietor(s):
JANKhUNEN Timo Tapani (FI)

(54) INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57) Abstract:

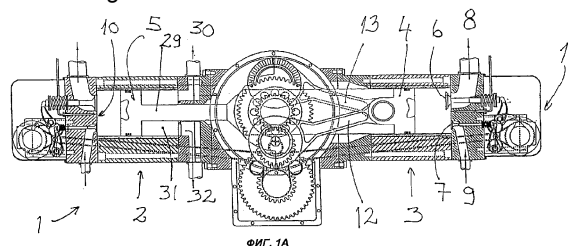
FIELD: mechanical engineering.

SUBSTANCE: according to invention, proposed engine operates on two cycle principle. Engine contains at least one cylinder, at least one exhaust valve and at least one scavenging valve, and compression part which can be made in form of separate compressor, for instance, screw compressor. According to invention, scavenging valve opens after turning of crankshaft through 120° after BDC and closes 30° before TDC. Scavenging air pressure is 3-15 bars. Exhaust

valve opens 60° before BDC.

EFFECT: increased effective efficiency.

17 dwg



Область техники, к которой относится изобретение

Настоящее изобретение относится к двигателю внутреннего сгорания, в котором достигнут высокий эффективный коэффициент полезного действия.

Уровень техники

5 По категориям двигателя внутреннего сгорания могут быть приблизительно разделены на дизельные с воспламенением смеси из топлива и воздуха от сжатия и карбюраторные с искровым зажиганием смеси.

По-другому двигатели могут быть разделены на группы, основанные на принципе работы: четырехтактные и двухтактные двигатели.

10 Всем типам двигателей присущи преимущества и недостатки. Двухтактные двигатели производят работу при каждом обороте коленчатого вала, однако выпуск отработавших газов из цилиндра очень сложен. Основной недостаток четырехтактных двигателей заключается в совершении рабочего цикла за два оборота коленчатого вала. В
15 четырехтактных двигателях регулирование рабочей смеси и отработавших газов намного проще, чем в двухтактных. Размер четырехтактного двигателя имеет тенденцию к увеличению, а потери механической энергии в нем выше по сравнению с двухтактными двигателями. Улучшение эффективности дизельных двигателей достигается за счет
20 увеличения степени сжатия, но при этом одновременно происходит повышение температуры сжатия и, следовательно, температуры сгорания. Это означает увеличение тепловых потерь и количества оксидов азота (NO_x). В общих чертах, боковое усилие поршня является одним из основных источников потерь на трение в двигателе и поэтому оно должно быть устранено.

Уровень техники свидетельствует о многочисленных попытках избежать недостатки известной конструкции двигателя. Некоторые из них описаны ниже.

25 Патентный документ США 5285752 относится к очень сложной конструкции двигателя, содержащей три поршня, соосно установленных в блоке цилиндров, два из которых предназначены для продувки, а третий - рабочий поршень размещен между ними. Выходная мощность передается одним из поршней для продувки. Он имеет два шатуна, которые связаны с двумя сцепленными зубчатыми колесами для приведения их во
30 вращательное движение. Угол между шатунами достигает довольно большой величины.

Двигатель содержит компрессорную часть, состоящую из двух частей, а давление сжатия (давление продувки) в двигателе низкое, возможно 1-2 бара. Газообмен происходит в области нижней мертвой точки поршня через прорези в штоке поршня. Шток поршня должен быть усилен, чтобы противостоять высокому давлению сгорания и
35 температуре.

В патентном документе Германии 2703316 описан двухтактный карбюраторный двигатель, в котором, кроме рабочего поршня, присутствует отдельный поршень компрессора. Этот поршень движется с опережением рабочего поршня на угол поворота коленчатого вала, составляющий в среднем 10-15°, или с запозданием приблизительно на
40 90°. Двигатель содержит теплоизоляцию в верхней части цилиндра у вершины поршня, а также в канале газообмена, где происходит зажигание рабочей смеси. В данной конструкции имеется по меньшей мере одна вихревая камера.

В патентном документе США 5505172 описана попытка улучшить эффективный КПД двухтактного карбюраторного двигателя посредством использования двух отдельных
45 газовых смесей, в цилиндре которого сжатие и зажигание подвергается остаток отработавших газов и свежий заряд рабочей смеси, причем свежий заряд рабочей смеси впрыскивается в камеру ограниченного объема в верхней части цилиндра.

Европейский патентный документ 0779421 описывает устранение бокового усилия поршня при помощи коленчатых валов, синхронизированных при помощи конических
50 зубчатых колес. Низ шатуна разделен на две части. Верхняя часть шатуна совершает линейные движения, а внешние концы нижних частей связаны с коленчатыми валами.

Двигатель, раскрытый в патентном документе США 5857436, содержит пару рабочих поршней - поршень компрессора, которые движутся синхронно, и соединяющий их канал,

оснащенный теплообменником для большего нагрева сжатого воздуха. Объем соединительного канала соответствует подаче одного хода поршня компрессора. Газообмен происходит в области верхней мертвой точки при нулевом объеме.

Патент США 3880126 относится к двигателю с искровым зажиганием, содержащему пары головок цилиндров и оснащенный стандартным кривошипно-шатунным механизмом. В головке цилиндра, общей для этих пар, выполнен канал, который соединяет цилиндр компрессора и рабочий цилиндр. Закрытие выпускного клапана происходит "достаточно" рано, чтобы в рабочем цилиндре оставался относительно большой объем отработавших газов, 50% и даже больше в соответствии с текстом описания. Помимо этого, задачей является поддержание температуры газов в цилиндре, а также поверхностей цилиндра и поршня по возможности более высокой с целью сохранения выделения углеводородов на низком уровне. В патенте отмечено, что давление газообмена невелико, возможно 1-2 бара. Газообмен происходит в течение поворота коленчатого вала на угол свыше 90°, и он начинается достаточно рано, приблизительно через четверть оборота после нижней мертвой точки.

Вторичная степень сжатия ограничена довольно низким значением и двигатель работает на бензине или подобном топливе. Двигатель оснащен системой искрового зажигания. Поскольку в цилиндре остается большое количество горячего отработавшего газа, температура значительно повышена, а это вызывает опасность детонации. Канал, который соединяет цилиндр компрессора и рабочий цилиндр, имеет довольно большой объем и также ограничивает степень сжатия. Коэффициент подачи поршня компрессора довольно плохой, что обусловлено особенностями конструкции. Существенное смешение остающихся в цилиндре отработавших газов и свежего заряда рабочей смеси недопустимо, иначе может быть проблема с зажиганием.

Сущность изобретения

Основной задачей, на решение которой направлено настоящее изобретение, является повышение эффективного кпд за счет комбинации в двигателе внутреннего сгорания двухтактных и четырехтактных циклов, в основе которой лежит усовершенствованный механизм газообмена.

В соответствии с изобретением предлагается двигатель внутреннего сгорания, работающий по двухтактному принципу, в соответствии с которым каждый цилиндр производит мощность при каждом обороте коленчатого вала. Двигатель содержит, по меньшей мере, один цилиндр, по меньшей мере, один выпускной клапан, по меньшей мере, один клапан продувки и компрессорную часть.

Отличительной особенностью двигателя является то, что типичный временной промежуток открытия клапана продувки соответствует повороту коленчатого вала от 120° за нижней мертвой точкой до 30° до верхней мертвой точки, причем типичное давление продувочного воздуха составляет 3-15 бар.

В предпочтительном варианте моменты открытия и закрытия клапанов согласованы, в результате предотвращается потеря части продувочного воздуха со стороны выпуска.

Выпускной клапан предпочтительно открывается за 60° до нижней мертвой точки.

В следующем предпочтительном варианте поршень цилиндра связан с поршнем компрессора, причем поршни находятся на одной линии, что обеспечивает повышение кпд.

В еще одном варианте коленчатый вал состоит из двух вращающихся в противоположных направлениях половин, синхронизированных при помощи зубчатых колес. Такая конструкция позволяет устранить боковое усилие поршня и выровнять при этом моменты массовых сил первого порядка.

Для оптимизации расширения в двигателе объем подачи компрессора предпочтительно отличается от рабочего объема цилиндров.

В следующем предпочтительном варианте двигатель содержит теплообменник для регулирования температуры продувочного воздуха, расположенный в потоке газа между компрессором и клапаном продувки.

Компрессорная часть может быть отдельным компрессором, например винтовым

компрессором.

В наиболее предпочтительном варианте двигатель содержит канал газообмена, выполненный с возможностью впрыскивания в него топлива для зажигания рабочей смеси или впрыскивания всего топлива.

5 Перечень фигур чертежей

Далее изобретение описывается более детально со ссылками на чертежи, иллюстрирующие один из примеров реализации двигателя в соответствии с настоящим изобретением.

10 На фиг.1а показано продольное сечение конструкции двигателя в соответствии с настоящим изобретением.

На фиг.1б показана та же конструкция, что и на фиг.1а, но повернутая на 90°.

На фиг.2а показан частичный вид конструкции, представленной на фиг.1а, показан только шатун и часть коленчатого вала.

15 На фиг.2б проиллюстрирована часть конструкции, представленная на фиг.2а, которая повернута на 90°.

На фиг.2в приведено полное примерное изображение шатунов и половин коленчатого вала, а также зубчатых колес, соединяющих половины коленчатого вала.

На фиг.3а и 3б показана поршневая система двигателя по изобретению на двух видах и в двух сечениях А-А и Б-Б.

20 На фиг.4а-4д продемонстрирован один из вариантов принципа работы по настоящему изобретению.

На фиг.5а-5д показан альтернативный вариант принципа работы по изобретению, включающего внутреннюю рециркуляцию отработавшего газа.

25 Сведения, подтверждающие возможность осуществления изобретения
Вначале описана общая конструкция двигателя по изобретению, главным образом со ссылками на фиг.1-3. Затем изложен принцип работы по изобретению со ссылками на фиг.4а-4д, а также фиг.5а-5д при изложении альтернативного принципа работы.

30 В предпочтительном варианте изобретения двигатель имеет, например, общую конструкцию, показанную на фиг.1а и 1б. Хотя конструкция двигателя понятна и очевидна для обладающих средним практическим опытом в области двигателей и моторов, для ясности приведено ее детальное описание. Итак, двигатель 1 содержит два цилиндра 2 и 3, в которых поршень с двумя головками 4 и 5 совершает возвратно-поступательное движение.

35 Ясно, что на фиг.1а и 1б показаны сечения конструкции, отличающиеся поворотом на 90°. Другое отличие заключается в том, что на фиг.1а поршень движется к мертвой точке в том или другом направлении, а на фиг.1б головка 4 поршня находится в самом верхнем положении, соответственно, головка 5 поршня находится в самом нижнем положении.

Конструкция поршня более детально показана на фиг.3а и 3б.

40 Как обычно, двигатель 1 содержит выпускной клапан 6 или несколько выпускных клапанов и впускной клапан 7 или несколько впускных клапанов, кроме того, выпускной канал 8 и впускной канал 9. В двигателе также имеется топливная форсунка 10. Механизм управления клапанами обозначен цифрой 11, его конструкция стандартного типа включает кулачковый вал или несколько кулачковых валов.

45 Одна из головок поршня, обозначенная цифрой 4, связана шатунами 12 и 13 с коленчатым валом конструкции, который более детально показан на фиг.2а-2в в дополнение к фиг.1а и 1б. Шатуны 12 и 13 связаны обычным образом при помощи подшипников своими верхними концами с поршневым пальцем, а нижними концами соединены с коленчатым валом, который имеет части 15 и 16, выступающие от двух половин 17 и 18 коленчатого вала. Для осуществления этого соединения предусмотрены
50 подшипники 19, 20.

Половины коленчатого вала вращаются в противоположных направлениях. Таким образом, боковые усилия поршня полностью устранены, и энергия, которая затрачивалась на эти усилия, сейчас может быть использована для производства выходной мощности

двигателя. Также значительно снижена потребность в замене изношенных частей.

Для того чтобы половины 17 и 18 коленчатого вала вращались в противоположных направлениях, необходимо изменить направление вращения одной из половин. Это может быть достигнуто посредством зубчатых колес и вспомогательного вала. Таким образом, на половине 18 коленчатого вала установлено жесткое зубчатое цилиндрическое колесо 21. Это колесо входит в зацепление с промежуточным колесом 22, которое в свою очередь зацепляется со следующим зубчатым цилиндрическим колесом 23. Колесо 23 установлено на вспомогательном валу 24, на котором также смонтировано зубчатое цилиндрическое колесо 25, входящее в зацепление с зубчатым цилиндрическим колесом 26, установленным на другой половине 17 коленчатого вала. Это означает, что даже при вращении половин коленчатого вала в противоположных направлениях мощность от этих половин может быть отобрана или от одной из половин, или от вала 24. Конец другой половины может быть использован для иных целей.

Описанная конструкция очень устойчива и ее выполнение сводит трение и износ к минимуму. Данный новый тип кривошипно-шатунного механизма позволяет в то же время осуществить выравнивание моментов массовых сил первого порядка.

На фиг.3а и 3б показан поршень двигателя на двух видах, повернутых по отношению друг к другу на 90°. Легко заметить, что изображен лишь один поршень с двумя головками. В традиционном случае здесь было бы два отдельных поршня. Головки 4 и 5 поршня оснащены поршневыми кольцами для изолирования поршня от поверхности цилиндра. На одной из головок 4 обычным образом смонтированы шатуны с помощью поршневого пальца, проходящего сквозь выступы 27 в головке поршня. Шток поршня отходит от головки 4 и в данном варианте реализации представляет собой плоскую пластинчатую деталь 28. Тем не менее, форма штока не принципиальна, например, может быть использован шток с круглым поперечным сечением. Как видно из фиг.1, шток поршня совершает возвратно-поступательное движение, перемещаясь между половинами 17 и 18 коленчатого вала. Движение является линейным.

Отходящий от головки 5 поршня шток 29 предпочтительно имеет круглое поперечное сечение. Это является преимуществом в случае, когда головка поршня также используется в качестве поршня компрессора, как описано в дальнейшем. Изоляция круглого штока значительно проще, чем штока какого-либо другого поперечного сечения. Видимые в штоках и головках поршня канавки предназначены для перемещения смазочного масла.

Далее описывается новый экстраординарный и революционный принцип двигателя в его двух вариантах реализации со ссылками на фиг.4а-4д и 5а-5д.

В основе двигателя по изобретению, показанного на фиг.1-5, лежит комбинация двухтактного и четырехтактного циклов, изолированная компрессорная часть, и введении свежего заряда смеси в цилиндр, осуществляемом в области верхней мертвой точки при каждом обороте коленчатого вала, причем смесь вводится за время, соответствующее небольшому углу поворота вала. Когда происходит газообмен в соответствии с фиг.4-5, работа должна совершаться при каждом обороте коленчатого вала. Это увеличивает механический КПД машины.

Сначала рассмотрим фиг.4а-4д. Для ясности позиции основных частей проставлены только на фиг.4а. Комбинация кулачкового вала, толкателей клапанов и т.д. обозначена одной цифрой 11.

На фиг.4а представлен рабочий ход двигателя. Топливо впрыснуто через форсунку 10, сжатая рабочая смесь воспламеняется или зажигается и поршень 4 движется вниз за счет расширения. В результате происходит отбор мощности от двигателя, как описано ранее. В противоположном цилиндре поршень находится, очевидно, в нижнем положении. Выпускной клапан 6 и клапан продувки 7 закрыты. Поршень 4 движется к нижнему положению и начинает возвращаться вверх. Происходит открытие выпускного клапана 6 и отработавшие газы вытесняются из цилиндра возвращающимся поршнем. Это продемонстрировано на фиг.4б.

На фиг.4в поршень поднялся довольно высоко и открывается клапан 7 продувки, через

который в цилиндр поступает сжатый воздух из подходящего резервуара. Сжатый воздух способствует газообмену в верхней части цилиндра. Другими словами, сжатый воздух вытесняет наружу отработавшие газы через открытый выпускной клапан.

На фиг.4 г представлено продолжение процесса. Выпускной клапан закрыт, а клапан продувки остается в открытом положении и продолжается подача в цилиндр сжатого воздуха до момента закрытия клапана продувки, как показано на фиг.4д. После этого происходит вторичное сжатие воздуха в цилиндре, в конце которого после впрыскивания топлива снова начинается рабочий ход.

На фиг.5а-5д показана та же последовательность, что и на фиг.4а-4д. Однако здесь в процесс внесено следующее изменение. Теперь выпускной клапан закрывается раньше, чем на фиг.4а-4д (сравни фиг.4в и 5в). Это означает, что часть отработавших газов остается в цилиндре для смешения с поступающим сжатым газом. Такой вид внутренней рециркуляции благоприятен для общего процесса, например, в плане уменьшения выброса из двигателя оксидов азота.

Одним из недостатков обычного двухтактного двигателя является потеря части продувочного воздуха на стороне выпуска. В двигателе по настоящему изобретению это может быть предотвращено путем регулирования моментов открытия и закрытия клапанов. Также возможна "внутренняя" рециркуляция отработавшего газа, как описано выше. Промежуток времени, в течение которого выпускной клапан открыт, соответствует приблизительно половине оборота коленчатого вала. Обычно он начинается за 60° до нижней мертвой точки и заканчивается через 120° после нижней мертвой точки.

Промежуток открытия клапана газообмена или клапана продувки, в смысле времени, в течение которого в цилиндр поступает основная часть свежего заряда рабочей смеси, достаточен, если он будет соответствовать повороту коленчатого вала на 20-30°. Этот клапан открыт при нахождении поршня в области верхней мертвой точки, он обычно открывается после поворота коленчатого вала на 120° после нижней мертвой точки и закрывается за 30° до верхней мертвой точки. Такой короткий промежуток открытия в области верхней мертвой точки достаточен, поскольку давление поступающего газа весьма велико, обычно 3-15 бар, в то время как его объем небольшой и требуемые клапаны имеют небольшой размер и вес. Довольно низкая частота вращения, обычно 1000-4000 об/мин способствует этому, так как значение силы инерции механизма клапана пропорционально квадрату частоты вращения. Для справки: частота вращения двигателей некоторых имеющихся в продаже мотоциклов составляет 15000-18000 об/мин без возникновения каких-либо проблем. После закрытия клапана газообмена поршень продолжает двигаться к верхней мертвой точке (вторичное сжатие), при этом начинается впрыскивание топлива, а затем самовоспламенение (зажигание), сгорание и расширение.

Топливо воспламеняется или должно быть зажжено, например, запальной свечой, впрыскиванием вспомогательного топлива, искровым разрядом и т.д. Обычный рабочий цикл очевиден из фиг.1, 4 и 5. Если используется отдельное топливо для зажигания, оно может быть впрыснуто в канал газообмена, оснащенный в случае необходимости ламелью, параллельной потоку. Также все топливо может быть впрыснуто только в канал газообмена.

В двигателе по изобретению может быть предусмотрен теплообменник, расположенный в потоке газа между компрессором и клапаном продувки (не показан). Таким образом, температура первично сжатого газа, давление которого обычно составляет 3-15 бар, может регулироваться, например, отработавшими газами.

Один вариант реализации компрессора показан на фиг.1а, где головка 5 поршня также выполняет функцию поршня компрессора. Забор газа в камеру 31, находящуюся ниже головки 5 поршня, происходит через канал 30. При движении направо (фиг.1а) головка 5 поршня сжимает воздух, вытесняя его через канал 32. Обычно предусмотрен резервуар (не показан), в который поступает сжатый воздух и из которого он подается через канал 9.

Объем подачи компрессора может отличаться от рабочего объема цилиндров, таким образом может быть оптимизировано расширение.

Для достижения высокого механического кпд поршни во время такта расширения должны находиться на одной линии с поршнем компрессора, а также соединены друг с другом, как показано выше, когда выходная полезная мощность передается на кривошипно-шатунный механизм. Кроме того, возможно наличие отдельного компрессора, например винтового компрессора.

Формула изобретения

1. Двигатель внутреннего сгорания, работающий по двухтактному принципу, в соответствии с которым каждый цилиндр производит мощность при каждом обороте коленчатого вала, содержащий, по меньшей мере, один цилиндр, по меньшей мере, один выпускной клапан, по меньшей мере, один клапан продувки и компрессорную часть, отличающийся тем, что типичный временной промежуток открытия клапана продувки соответствует повороту коленчатого вала от 120° за нижней мертвой точкой до 30° до верхней мертвой точки, причем типичное давление продувочного воздуха составляет 3-15 бар.

2. Двигатель по п.1, отличающийся тем, что моменты открытия и закрытия клапанов согласованы.

3. Двигатель по п.2, отличающийся тем, что выпускной клапан открывается за 60° до нижней мертвой точки.

4. Двигатель по любому из пп.1-3, отличающийся тем, что поршень цилиндра связан с поршнем компрессора, причем поршни находятся на одной линии.

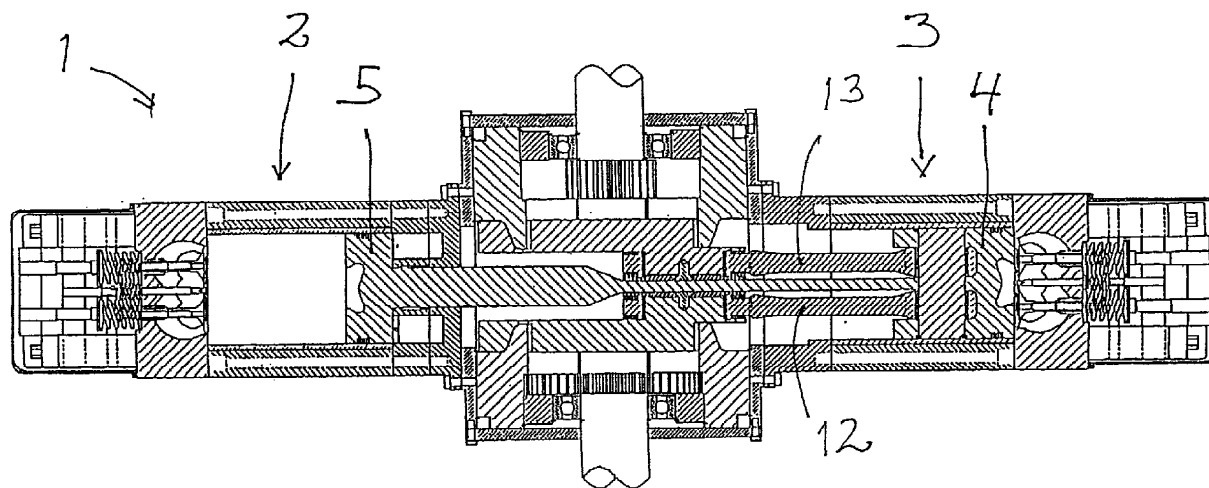
5. Двигатель по п.4, отличающийся тем, что коленчатый вал состоит из двух вращающихся в противоположных направлениях половин, синхронизированных при помощи зубчатых колес.

6. Двигатель по любому из пп.4 и 5, отличающийся тем, что объем подачи компрессора отличается от рабочего объема цилиндров.

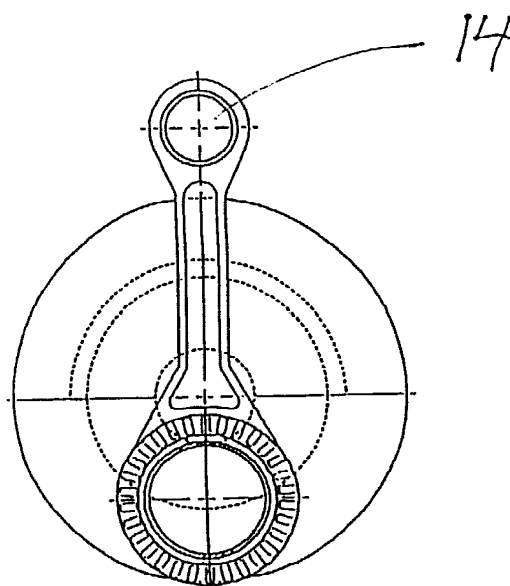
7. Двигатель по любому из пп.1-6, отличающийся тем, что он содержит теплообменник для регулирования температуры продувочного воздуха, расположенный в потоке газа между компрессором и клапаном продувки.

8. Двигатель по любому из пп.1-3, отличающийся тем, что компрессорная часть является отдельным компрессором, например винтовым компрессором.

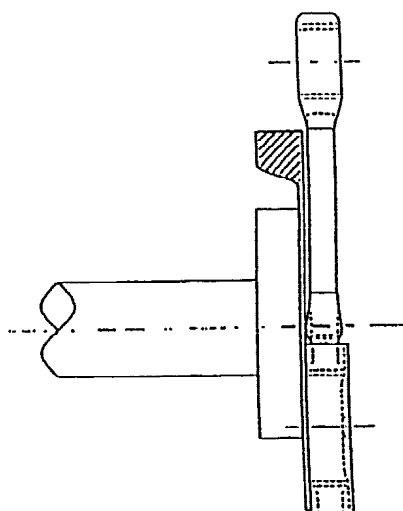
9. Двигатель по любому из пп.1-8, отличающийся тем, что содержит канал газообмена, выполненный с возможностью впрыскивания в него топлива для зажигания рабочей смеси или впрыскивания всего топлива.



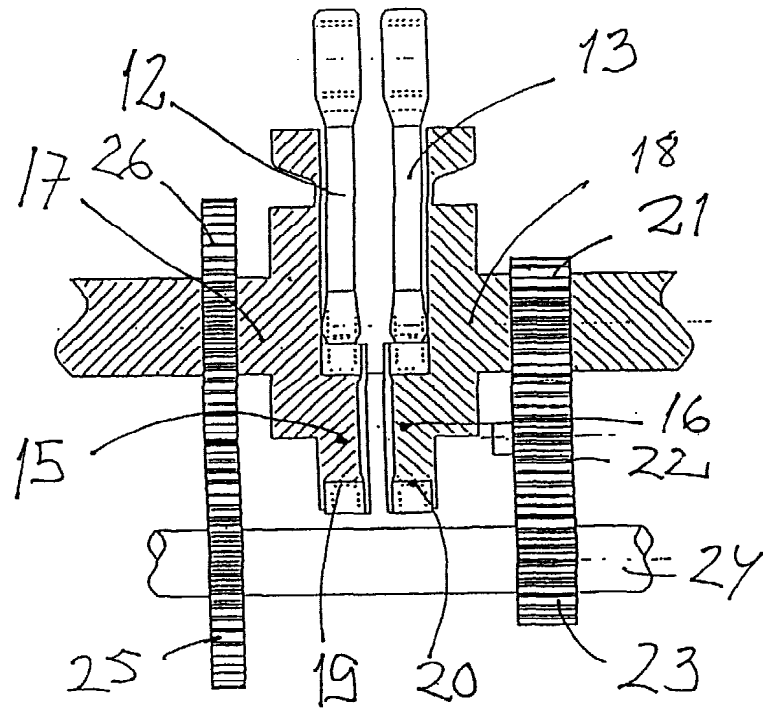
ФИГ.1Б



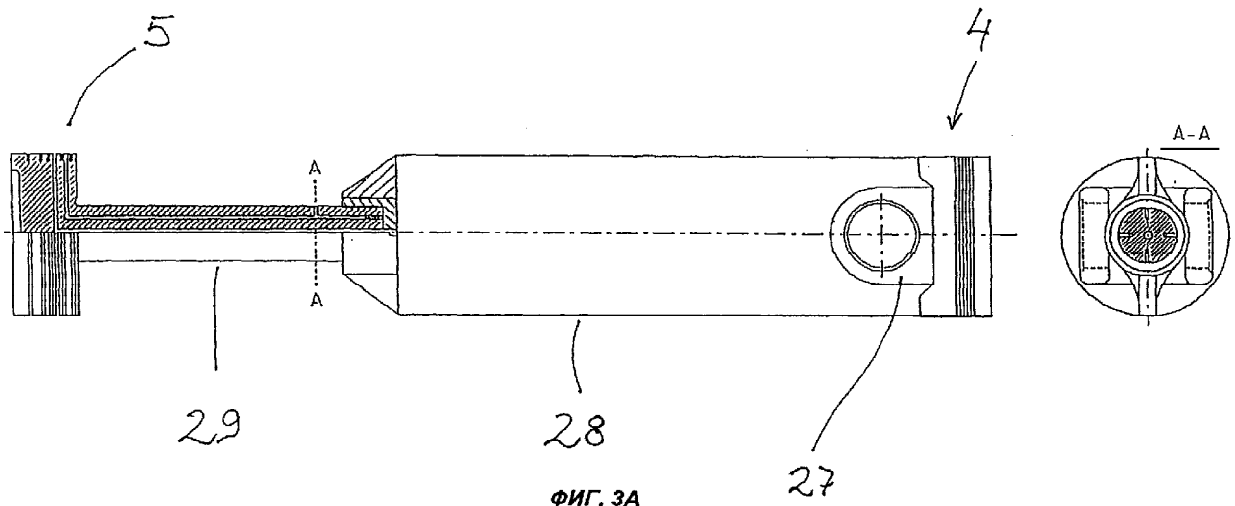
ФИГ. 2А



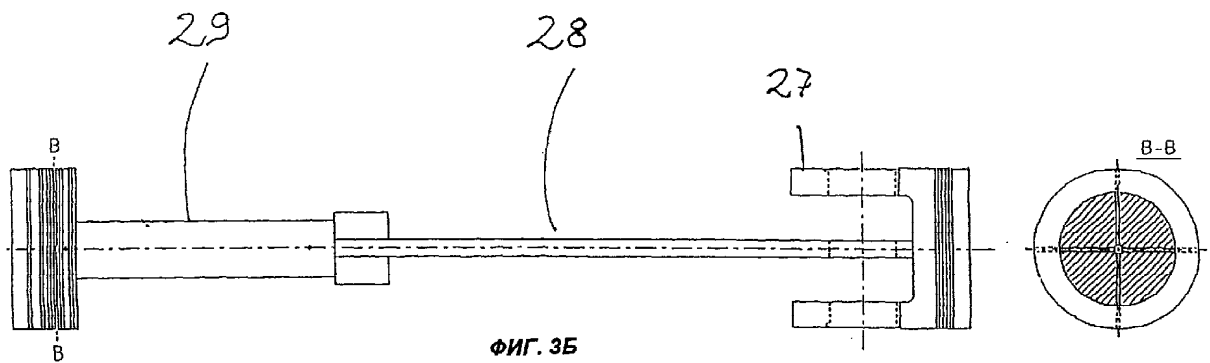
ФИГ. 2Б



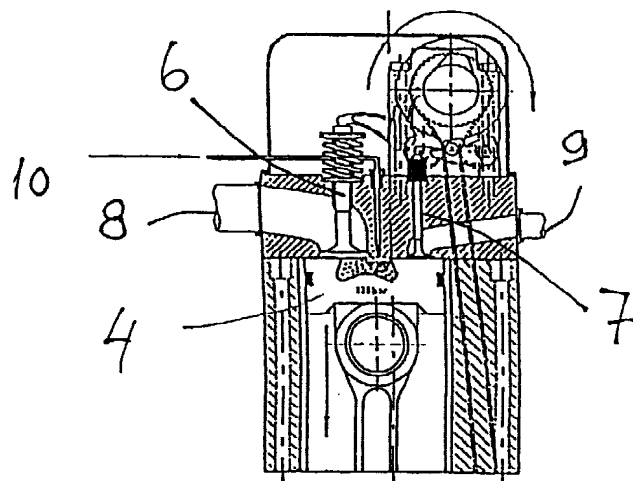
ФИГ. 2В



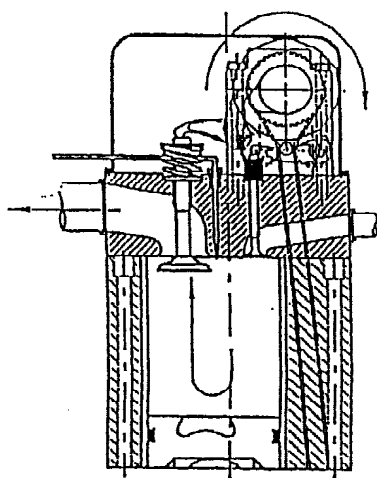
ФИГ. 3А



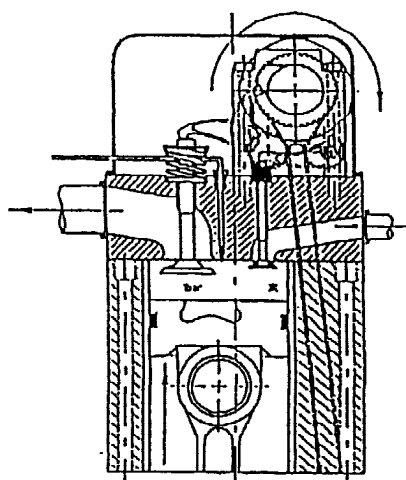
ФИГ. 3Б



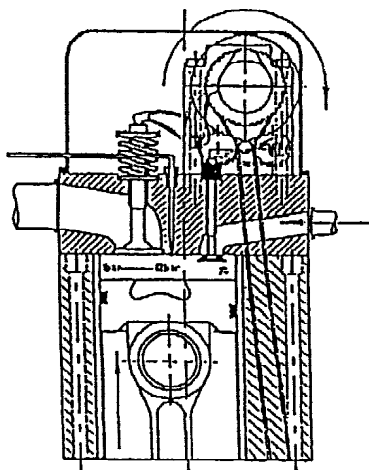
ФИГ. 4А



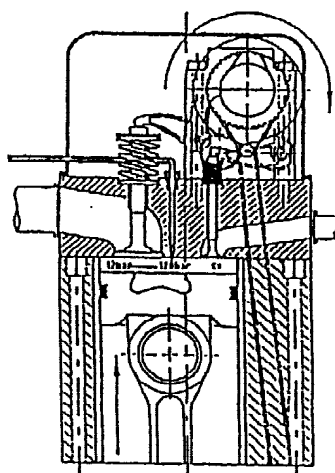
ФИГ. 4Б



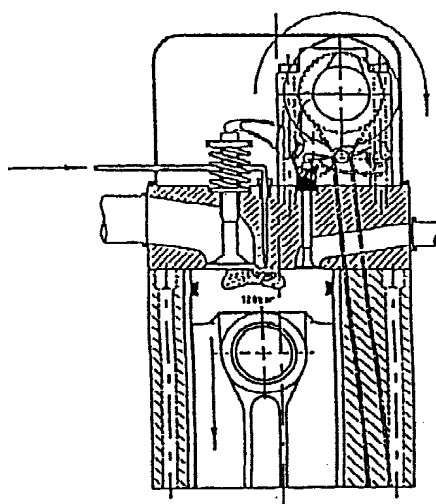
ФИГ. 4В



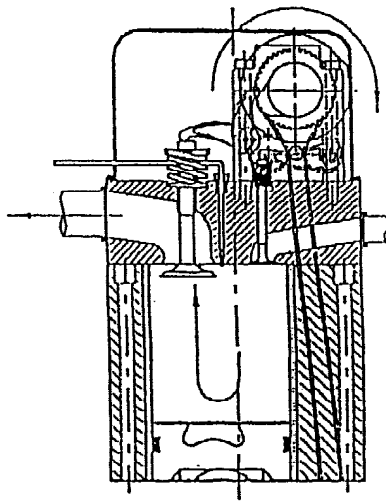
ФИГ. 4Г



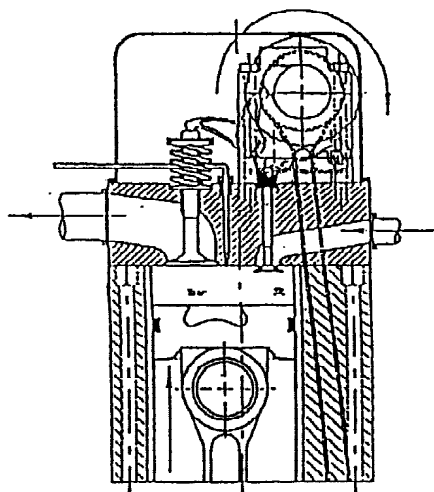
ФИГ. 4Д



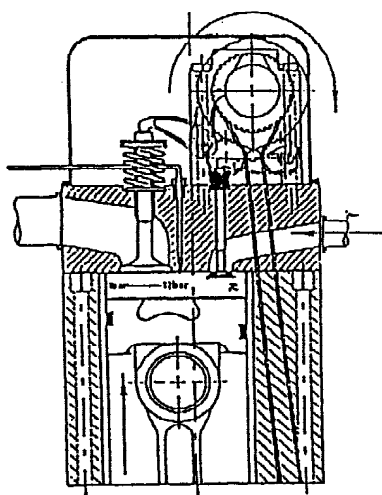
ФИГ. 5А



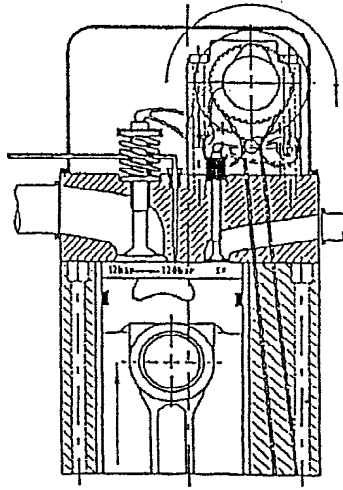
ФИГ. 5Б



ФИГ. 5В



ФИГ. 5Г



ФИГ. 5Д