



(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 159 858** ⁽¹³⁾ **C2**
(51) МПК⁷ **F 02 В 75/04**

РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО
ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

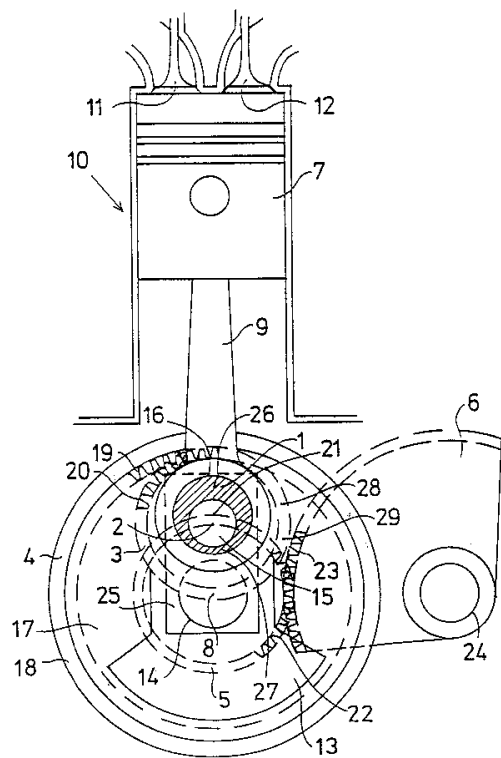
(21), (22) Заявка: 97115877/06, 28.02.1996
(24) Дата начала действия патента: 28.02.1996
(30) Приоритет: 28.02.1995 СН 566/95-4
(46) Дата публикации: 27.11.2000
(56) Ссылки: DE 379257 A, 18.08.1923. FR 1014314 A, 04.06.1952. FR 861611 A, 13.02.1941. FR 2031014 A, 13.11.1970. EP 0184024 A2, 11.06.1986. RU 2013603 C1, 30.05.1994. SU 1370272 A1, 30.01.1988.
(85) Дата перевода заявки РСТ на национальную фазу: 29.09.1997
(86) Заявка РСТ: СН 96/00062 (28.02.1996)
(87) Публикация РСТ: WO 96/27079 (06.09.1996)
(98) Адрес для переписки: 119034, Москва, Пречистенский пер. 14, стр.1, 4-й этаж, "Гоулингз Интернэшнл, Инк.", Ключину В.А.

(71) Заявитель:
ТК ДИЗАЙН АГ (LI)
(72) Изобретатель: ЛЕТХИНГЕР Зигфрид Франц (CH)
(73) Патентообладатель:
ТК ДИЗАЙН АГ (LI)

(54) **ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПОРШНЕВОГО ТИПА С ПЕРЕМЕННОЙ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ**

(57)
Изменение степени сжатия осуществляется путем изменения длины рабочего хода поршня за счет того, что нижняя головка шатуна шарнирно закреплена на шатунной шейке коленчатого вала с эксцентриком. Эксцентрик во время вращения коленчатого вала может быть повернут посредством управляющего механизма вокруг собственной оси вращения. Эксцентрик шатунной шейки составлен, по крайней мере, из двух сегментных вкладышей, которые, будучи расположенными на шатунной шейке коленчатого вала, окружают ее. Каждый из сегментных вкладышей снабжен зубчатым сегментом, которые в соединении окружают шатунную шейку коленчатого вала. Составленное из этих сегментов зубчатое колесо с наружными зубьями обегает изнутри колесо большего диаметра с внутренними зубьями, которое установлено на коленчатом

валу концентрически его оси и с возможностью поворота относительно коленчатого вала. Во время работы двигателя колесо с наружными зубьями, обегая один раз неподвижное, зафиксированное в заданном угловом положении колесо с внутренними зубьями, совершает ровно один оборот вокруг собственной оси так, что эффективный центр нижней головки шатуна движется по эллиптической траектории. Эксцентрик может быть повернут во всем диапазоне между крайними положениями, соответствующими горизонтально вытянутому эллипсу и вертикально вытянутому эллипсу. Технический результат заключается в возможности работы двигателя с переменной степенью сжатия и одновременной возможности регулирования в соответствии с действительными режимами работы двигателя, что повышает КПД и плавность работы. 9 з.п. ф-лы, 10 ил.



Фиг. 1



(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 159 858** ⁽¹³⁾ **C2**
 (51) Int. Cl.⁷ **F 02 B 75/04**

RUSSIAN AGENCY
 FOR PATENTS AND TRADEMARKS

(12) ABSTRACT OF INVENTION

(21), (22) Application: 97115877/06, 28.02.1996
 (24) Effective date for property rights: 28.02.1996
 (30) Priority: 28.02.1995 CH 566/95-4
 (46) Date of publication: 27.11.2000
 (85) Commencement of national phase: 29.09.1997
 (86) PCT application:
 CH 96/00062 (28.02.1996)
 (87) PCT publication:
 WO 96/27079 (06.09.1996)
 (98) Mail address:
 119034, Moskva, Prechistsenskij per. 14,
 str.1, 4-j ehtazh, "Goulingz Internehshnl,
 Ink.", Kljukinu V.A.

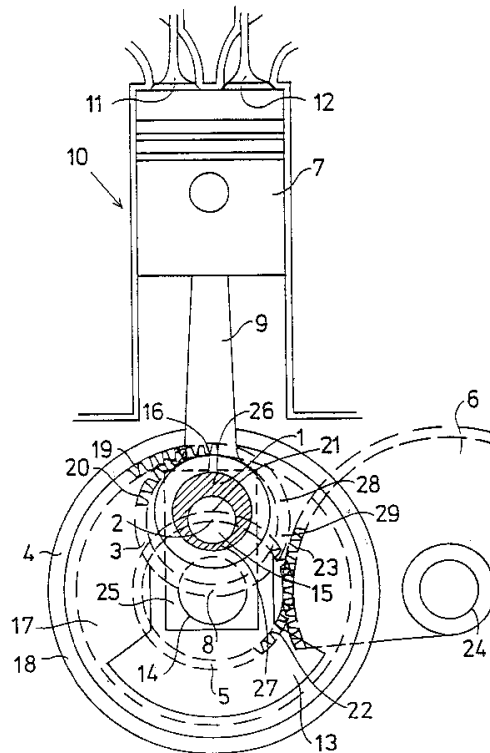
(71) Applicant:
 TK DIZAJN AG (LI)
 (72) Inventor: LETKhINGER Zigfrid Frants (CH)
 (73) Proprietor:
 TK DIZAJN AG (LI)

(54) PISTON-TYPE VARIABLE-COMPRESSION INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57) Abstract:

FIELD: mechanical engineering; internal combustion engines. SUBSTANCE: compression ratio is changed by changing length of piston stroke for which purpose connecting rod big end is hinge-secured on crankshaft crankpin with eccentric. With crankshaft rotating, eccentric can be turned by its control mechanism around its axis of rotation. Crankpin eccentric consists of at least two segment inserts fitted on crankpin to encircle the latter. Each segment insert has gear segment. These segments, being connected, enclose crankpin. External gear wheel made up of these segments runs inside larger diameter internal gear wheel which is installed on crank-shaft concentrically relative to its axis to turn relative to crankshaft. With engine operating, external gear wheel running over external gear wheel fixed in preset angular position executes one revolution around its own axis to make effective center of connecting rod big end move along elliptical trajectory. Eccentric can be turned within extreme positions corresponding to horizontal ellipse and vertical ellipse. Invention provides possibility of engine operation at variable compression and simultaneous control according to effective modes of operation. EFFECT: increased efficiency and improved

smoothness of engine operation. 10 cl, 10 dwg



Фиг. 1

Объектом настоящего изобретения является двигатель внутреннего сгорания поршневого типа с переменной степенью сжатия в соответствии с ограничительной частью формулы изобретения. Среди используемых сейчас в технике двигателей преобладают двигатели внутреннего сгорания поршневого типа. Под степенью сжатия такого поршневого двигателя понимается отношение суммарного рабочего объема цилиндров, когда поршень находится в верхней мертвой точке, к суммарному рабочему объему цилиндров, когда поршень находится в нижней мертвой точке. Процессы горения в таких поршневых двигателях или, в обобщенном понятии - в двигателях внутреннего сгорания, имеют очень сложную природу и находятся под влиянием многих параметров. Это относится в равной степени как к бензиновым, так и к дизельным двигателям или таким двигателям, которые работают на других типах топлива.

Основными факторами, определяющими оптимальное горение топлива, а значит - и максимальный КПД двигателя внутреннего сгорания, являются количество всасываемого воздуха, его температура, влажность и давление, тип и качество впрыскиваемого топлива, тип его смеси с воздухом и способ образования этой топливовоздушной смеси, а также ее воспламенения. Определенную роль в этом смысле играют тщательность перемешивания топлива с воздухом, равно как и точность установки момента опережения зажигания, а также тип и способ воспламенения топливовоздушной смеси. Также существенную роль играет динамика изменения давления газов в процессе горения, а также ее временные характеристики. Когда двигатель работает с большой нагрузкой, давление газов при горении топливовоздушной смеси больше, чем на холостом ходу. Если же такой двигатель работает с большим числом оборотов, то для горения смеси остается гораздо меньше времени, по сравнению с низкооборотными режимами. Кроме того, к этим переменным факторам, зависящим от режима работы двигателя, добавляются внешние климатические условия, влияющие на характер работы двигателя и КПД горения топливовоздушной смеси. Естественно, условия работы двигателя на уровне моря и в высокогорье с низким давлением воздуха не одни и те же. Некоторое влияние оказывают также температура наружного воздуха и его влажность, зависящая от метеоусловий.

В последние годы в оптимизации процессов горения в двигателях внутреннего сгорания был достигнут ощутимый прогресс, в основе которого лежат, с одной стороны, постоянно расширяющиеся возможности имеющихся электронных систем управления, а также, с другой стороны, достижения в технологии обработки конструктивных материалов. Так, сегодня во многих двигателях приготовлением топливовоздушной смеси управляют микропроцессоры. Например, на основе результатов измерения температуры и влажности воздуха микропроцессоры непрерывно рассчитывают и оптимизируют количество всасываемого воздуха и впрыскиваемого топлива в смеси для каждого впрыска. Кроме того, микропроцессор каждый

раз вычисляет новые значения момента зажигания, а также момента и продолжительности впрыска топлива, учитывая при этом обороты двигателя. Усовершенствованные конструктивные материалы сделали также возможным внедрение четырехклапанных конструкций цилиндров в массовое производство двигателей внутреннего сгорания, тогда как раньше эта сложная технология применялась только в двигателях большой мощности. Усовершенствованные горючие материалы, в частности, улучшенные сорта бензина и новые конструктивные материалы позволили достигнуть более высоких значений температуры и давления газов при горении и тем самым обусловили тенденцию современных двигателей к повышению, по сравнению с более ранними моделями двигателей, коэффициента сжатия. Степень сжатия топливовоздушной смеси также играет решающую роль в ее горении, и следовательно, в значительной мере определяет КПД двигателя. Чем выше степень сжатия, тем, в общем случае, больше КПД горения. Максимальная степень сжатия топливовоздушной смеси ограничивается детонационной стойкостью, т.е. при чрезмерном сжатии топливовоздушная смесь самопроизвольно воспламеняется, что приводит к неуправляемому горению с воспламенением в нерасчетный момент времени. В этом случае двигатель переходит в детонационный режим работы и получает повреждения.

Все упомянутые выше параметры находятся в сложной взаимосвязи. Двигатель транспортного средства всегда работает при переменных оборотах и нагрузке. К этому следует добавить переменные внешние условия, а именно - непостоянные температуру, давление и влажность воздуха. Поэтому при таких условиях обычный мотор с постоянной степенью сжатия не может работать с идеальной или оптимальной эффективностью. Горение топливовоздушной смеси в таком двигателе может быть до некоторой степени оптимизировано, максимум - для одной фиксированной точки рабочей характеристики.

Замысел настоящего изобретения исходит из того, что если обычно при оптимизации процессов горения и достигается некоторое фиксированное оптимальное значение степени сжатия, то при этом упускается из виду регулирование этого оптимального значения в соответствии с изменяющимися режимами работы двигателя. Выбранное фиксированное значение степени сжатия в современном двигателестроении всегда является точно рассчитанным компромиссным значением для широкого диапазона рабочих режимов двигателя. Чем выше степень сжатия, тем выше удельная, или литровая, мощность двигателя, но и тем более проблематично обеспечение приемлемой детонационной стойкости двигателя, а также выносливости его узлов, а следовательно, его ресурса.

Ранее было предложено несколько решений по осуществлению идеи двигателя внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия. Одно из таких решений предполагает установку коленчатого вала приподнятым относительно цилиндра, либо его работу

совместно с цилиндрами, переменными по длине. Также получила известность система с возможностью изменения длины поршня. В четвертом номере за 1985 г. немецкого специализированного журнала "Automobil - Industrie" сообщается об экспериментальных исследованиях фирмы "Фольксваген" по переоборудованию устанавливаемого на автомобиль "Фольксваген - Гольф" 1,6-литрового двигателя с непосредственным впрыском топлива в компоновку с переменной степенью сжатия. Такое переоборудование было осуществлено путем выполнения в головке цилиндров двигателя дополнительной камеры. Объем этой дополнительной камеры, а значит и степень сжатия в ней, изменялся с помощью подвижно установленного в ней поршня, благодаря чему была обеспечена возможность электромеханического регулирования степени сжатия в диапазоне значений $\epsilon = 9,5$ и $\epsilon = 15,5$ в зависимости от нагрузки на двигатель. В режимах частичной нагрузки этого экспериментального двигателя (городской цикл) снижение измеренного расхода топлива составило до 12,7% по сравнению с оптимизированным серийным двигателем. Для режима работы на тройной бензиновой смеси экономия топлива достигала 9,6%. Таким образом, внедрение переменной степени сжатия сулит существенное повышение экономичности двигателей.

Однако до сих пор задача внедрения двигателя с переменной степенью сжатия в серийное производство оставалась конструктивно слишком сложной. Недостаток описанного технического решения с дополнительной камерой заключается в том, что при небольшом сжатии объем камеры сгорания цилиндра уже не столь мал, как обычно, что отрицательно сказывается на процессах горения и выпуска отработавших газов. Еще одно решение по осуществлению идеи двигателя с переменной степенью сжатия было предложено Луи Дамбланом из Парижа и защищено немецким патентом N 488059 от 5 декабря 1929 года. В соответствии с этим решением установленный на шатунной шейке коленчатого вала эксцентрический вкладыш шатунного подшипника мог переставляться со стороны коленчатого вала посредством дифференциальной передачи. В состав этой дифференциальной передачи входит вал, проходящий внутри коленчатого вала и являющийся концентрическим по отношению к нему. От коленчатого вала приводится во вращение колесо с внутренними зубьями, находящееся в зацеплении с тремя расположенными внутри этого колеса и распределенными по его окружности сателлитами, сидящими на осях диска, действующего как зубчатый сектор, и имеющими диаметр, примерно вдвое меньший, чем диаметр колеса с внутренними зубьями. Эти сателлиты находятся в зацеплении также с центральным зубчатым колесом, посаженным на упомянутый вал, проходящий внутри коленчатого вала. Помимо того, что зубчатый сектор кинематически связан с сателлитами, он может поворачиваться с приводом от находящегося с ним в наружном зацеплении зубчатого колеса. Конструкция такой дифференциальной передачи сложна, и

прежде всего, из-за необходимости размещения внутри коленчатого вала еще одного вала. Во всяком случае, эта конструкция механизма изменения степени сжатия не получила широкого распространения.

Исходя из вышеизложенного, в основу настоящего изобретения положена задача создания двигателя внутреннего сгорания с эксцентрической шатунной шейкой коленчатого вала, позволяющей двигателю работать с переменной степенью сжатия, которая может регулироваться в соответствии с действительными режимами работы двигателя, принимая оптимальные значения во всем диапазоне рабочих режимов и способствуя повышению общего КПД двигателя и плавности его работы.

Решением этой задачи является создание двигателя внутреннего сгорания поршневого типа с возможностью изменения степени сжатия путем изменения длины рабочего хода поршня, осуществляемого за счет того, что нижняя головка шатуна (9) шарнирно закреплена на шатунной шейке коленчатого вала с эксцентриком (1), при этом эксцентрик (1) во время вращения коленчатого вала может быть повернут посредством управляющего механизма вокруг собственной оси (2) вращения, причем эксцентрик (1) шатунной шейки составлен, по крайней мере, из двух сегментных вкладышей (26, 27), которые, будучи расположенными на шатунной шейке (15) коленчатого вала (14), окружают ее. Каждый из этих сегментных вкладышей (26, 27) снабжен соответствующим зубчатым сегментом (28, 29), которые в соединении также окружают шатунную шейку (15) коленчатого вала (14), а составленное из этих сегментов (28, 29) зубчатое колесо (3) с наружными зубьями обегает изнутри колесо (4) большего диаметра с внутренними зубьями, которое установлено на коленчатом валу (14) концентрически его оси (8) и с возможностью поворота относительно коленчатого вала во время работы двигателя так, что колесо (3) с наружными зубьями, обегая один раз колесо (4) с внутренними зубьями, когда колесо (4) неподвижно зафиксировано в заданном угловом положении, совершает ровно один оборот вокруг собственной оси таким образом, что эффективный центр нижней головки шатуна движется по эллиптической траектории, а эксцентрик может быть повернут во всем диапазоне между крайними положениями, соответствующими горизонтально вытянутому эллипсу и вертикально вытянутому эллипсу.

Предусматривается, что колесо (4) с внутренними зубьями своей плоской наружной поверхностью концентрически соединено с цилиндрическим зубчатым колесом (5), которое может поворачиваться при взаимодействии с управляющим зубчатым колесом (6), находящимся в зацеплении с цилиндрическим зубчатым колесом (5). Предусматривается также, что колесо (4) с внутренними зубьями имеет наружный зубчатый венец и может поворачиваться посредством управляющего зубчатого колеса (6), находящегося с ним в непосредственном зацеплении. Управляющее зубчатое колесо (6) может поворачиваться с приводом от сервомотора, обеспечивая тем

самым изменением степени сжатия двигателя через изменение длины кривошипа, причем этот сервомотор может работать с управлением от микропроцессора, способного обрабатывать в виде электрического сигнала, по крайней мере, один измеряемый параметр работы двигателя, а в качестве сервомотора используется шаговый электродвигатель, который поворачивает управляющее зубчатое колесо (6) через малое зубчатое колесо, или шаговый электродвигатель, который поворачивает управляющее зубчатое колесо (6) или его вал (24) через зубчатый ремень.

Предусматривается также, что микропроцессор принимает от датчиков один или несколько сигналов, индицирующих крутящий момент, измеряемый на коробке передач, число оборотов коленчатого вала двигателя, количество всасываемого или впускаемого воздуха, а также сигнал от датчика детонации и путем обработки этих сигналов формирует на выходе сигнал управления сервомотором.

Особенностью двигателя также является то, что в многоцилиндровой компоновке двигателя управляющие зубчатые колеса (6) каждого цилиндра посажены на общий боковой вал (24), а радиус управляющего зубчатого колеса (6) более чем в два раза превышает радиус цилиндрического зубчатого колеса (5).

Предусмотрено также, что колесо (4) с внутренними зубьями установлено на коленчатом валу с возможностью вращения вместе с коленчатым валом, но при этом может быть повернуто относительно коленчатого вала на заданный угол, в результате чего во время вращения коленчатого вала эффективная длина кривошипа не изменяется.

Ниже приведено подробное описание конструкции и принципа работы одного из вариантов предложенного двигателя внутреннего сгорания поршневого типа, поясняемое следующими фигурами чертежей:

фиг. 1 - принципиальная схема поршневого двигателя с механическим регулированием степени сжатия, на которой поршень при установке максимальной степени сжатия находится точно в верхней мертвой точке;

фиг. 2 - составной эксцентрический узел с зубчатым колесом;

фиг. 3 - составной эксцентрический узел в аксонометрической проекции;

фиг. 4 - принципиальная схема, на которой поршень при установке максимальной степени сжатия находится точно по середине между верхней и нижней мертвыми точками;

фиг. 5 - принципиальная схема, на которой поршень при установке максимальной степени сжатия находится точно в нижней мертвой точке;

фиг. 6 - принципиальная схема, на которой поршень при установке минимальной степени сжатия находится точно в верхней мертвой точке;

фиг. 7 - принципиальная схема, на которой поршень при установке минимальной степени сжатия находится точно посередине между верхней и нижней мертвыми точками;

фиг. 8 - принципиальная схема, на которой поршень при установке минимальной степени сжатия находится точно в нижней мертвой точке;

фиг. 9 - эллиптические траектории движения центра шатунной шейки с эксцентриком при установке различных значений степени сжатия;

фиг. 10 - вид сбоку двигателя с конструкцией регулирования степени сжатия.

На фиг. 1 схематично, на примере отдельного цилиндра, представлен двигатель внутреннего сгорания. Основным принцип изобретения может быть реализован в многоцилиндровых двигателях, независимо от компоновки цилиндров: рядной, V-образной, или оппозитной. На фигуре показан цилиндр 10 с впускным и выпускным клапанами соответственно 11 и 12, расположенными в головке цилиндров. Также показан находящийся в цилиндре 10 поршень 7, соединенный шатуном 9 с коленчатым валом 14. Позицией 8 обозначена неподвижная ось вращения коленчатого вала 14. На коленчатом валу 14 имеется противовес 13, выполненный как одно целое с коленчатым валом 14 и уравнивающий инерционные силы, возникающие при его вращении. Кривошип 25 имеет эксцентрик 1 коленчатого вала особой конструкции. В двигателе обычной конструкции шатунная шейка коленчатого вала проходит перпендикулярно плоскости вращения щеки кривошипа и описывает при работе двигателя концентрическую окружность. Кроме того, шатунная шейка находится на определенном и соответственно постоянном расстоянии от оси 8 коленчатого вала, т.е. той оси 8, относительно которой вращается кривошип. В отличие от обычных двигателей, на шатунную шейку предложенного в изобретении двигателя установлен эксцентрик 1, придающий ей эксцентриситет относительно обычной шатунной шейки, т.е. относительно оси обычной шатунной шейки. Эксцентрик 1 может поворачиваться вокруг обычной оси шатунной шейки. Нижняя головка шатуна 9 окружает этот эксцентрик 1 шатунным подшипником так, чтобы эксцентрик 1 мог вращаться в этом шатунном подшипнике. В рассматриваемом варианте эксцентрик 1 конструктивно оформлен в виде эксцентрического шатунного вкладыша, образованного двумя сегментными вкладышами 26 и 27, которые расположены вокруг шатунной шейки 15 коленчатого вала 14. Каждый из этих сегментных вкладышей 26, 27 соединен с соответствующим зубчатым сегментом 28, 29, которые также окружают шатунную шейку 15 коленчатого вала 14. Зубчатое колесо 3, составленное из этих сегментов 28, 29, имеет наружный зубчатый венец, находящийся в зацеплении с внутренним зубчатым венцом колеса 4 большего диаметра. Колесо 4 с внутренними зубьями расположено концентрически оси 8 коленчатого вала и посажено на коленчатый вал 14 с возможностью свободного вращения и может поворачиваться на коленчатом валу в заданное угловое положение. Если зафиксировать колесо 4 с внутренними зубьями в неподвижном состоянии, то колесо 3 с наружными зубьями, обегая внутренний зубчатый венец колеса 4, за один оборот вокруг оси коленчатого вала повернется вокруг собственной оси ровно на 360°.

На фиг. 2 представлен узел, представляющий собой колесо 3 с наружными зубьями и эксцентрик 1, показанный в виде

спереди (фиг. 2а) и в виде сверху (фиг. 2b) на нижнюю деталь 27, 29 этого узла. Зубчатое колесо 3 имеет круглый профиль, будучи при этом разрезанным посередине на два сегмента 28, 29, на внутренних торцах которых располагаются сегментные вкладыши 26, 27, образующие в соединении эксцентрик 1, ось которого смещена относительно оси вращения зубчатого колеса 3. Обе эти детали эксцентрического узла соединяются друг с другом вокруг оси шатунного пальца кривошипа, т.е. вокруг обычной шатунной шейки коленчатого вала. На образованный таким образом эксцентрик 1 устанавливается шатун. Подшипник нижней головки шатуна точно фиксирует соединение обеих деталей эксцентрического узла друг с другом.

На фиг. 2b нижняя деталь эксцентрического узла показана в виде сверху, при этом ее плоская поверхность сопряжения с верхней деталью заштрихована. Эксцентрический узел изготовлен из специального закаленного стального сплава марки, применяемой обычно для производства высоконагруженных зубчатых колес. Внутренняя поверхность эксцентрического узла упрочнена, отшлифована и имеет баббитовое покрытие, уменьшающее износ трущейся пары. Эта внутренняя поверхность скользит по поверхности шатунной шейки 15 коленчатого вала, отлитой из стали. Наружная поверхность эксцентрического узла, т.е. наружная поверхность сегментных вкладышей 26, 27 упрочнена хромированием. Эти наружные поверхности сегментных вкладышей 26, 27 заключены в шатунный подшипник. Шатуны изготовлены, в основном, из алюминия, причем в данном случае хромирование наружных поверхностей сегментных вкладышей 26, 27 является достаточным для уменьшения износа трущейся пары.

На фиг. 3 эксцентрический узел, состоящий из двух деталей, показан дополнительно в аксонометрической проекции. На этой фигуре видны оба сегментных вкладыша 26, 27, а также оба зубчатых сегмента 28, 29. Эти сегменты образуют в соединении зубчатое колесо 3 с круглым профилем, сегментные вкладыши 26, 27 составляют эксцентрик 1, ось которого смещена относительно оси вращения зубчатого колеса 3. Таким образом, если поворачивать зубчатое колесо 3, эксцентрик 1 также поворачивается относительно оси вращения зубчатого колеса. При этом подшипник нижней головки шатуна, окружающий эксцентрик 1, а также сам шатун, перемещаются вверх - вниз, в зависимости от текущего углового положения эксцентрика 1. Точка наружной поверхности эксцентрика 1, наиболее удаленная от его оси, обозначена позицией 16 и, фактически, является вершиной эксцентрика 1. В другом варианте исполнения эксцентрический узел может быть изготовлен не из двух, а из большего количества деталей, например из трех сегментов, каждый из которых имеет угловую величину 120°.

На фиг. 1 эксцентрик 1 показан в таком положении, когда его вершина 16 направлена вверх. Поэтому при такой установке эксцентрика 1 верхняя мертвая точка поршня 7 находится в цилиндре наиболее высоко, а

объем камеры сгорания цилиндра соответственно мал. При такой установке эксцентрика 1 степень сжатия максимальна. Зубчатое колесо 3 выполнено как колесо с наружными зубьями, т. е. имеет наружные зубья и зацепляется ими с внутренними зубьями колеса 4. Это колесо 4 с внутренними зубьями включает в себя диск 17, посаженный с возможностью поворота на коленчатый вал 14. На наружной кромке этого диска имеется кольцевой выступ 18, внутренняя поверхность которого имеет зубчатый венец 19. Зубчатое колесо 3 с наружным зубчатым венцом является ответным внутреннему зубчатому венцу 19, и таким образом, обегает внутренний зубчатый венец 19, при этом наружные зубья 20 колеса 3 входят во впадины между внутренними зубьями колеса 4. Передаточное число этой зубчатой пары, определяемое как отношение длины внутреннего зубчатого венца 19 колеса 4 к длине наружного зубчатого венца колеса 3, равно 2:1. Поэтому, когда колесо 3 с наружными зубьями полностью обегает внутренний зубчатый венец 19 колеса 4, оно поворачивается на 360°. Соответственно, когда колесо 3 с наружными зубьями обегает только половину внутреннего зубчатого венца 19, оно поворачивается на 180°.

Применительно к эксцентрику 1, который жестко соединен с зубчатым колесом 3, это означает, что из положения, изображенного на фиг. 1, когда эксцентрик 1 своей вершиной 16 направлен вверх, и степень сжатия в цилиндре максимальна, вершина 16 во время поворота коленчатого вала 14 на один оборот изменяет свое положение следующим образом. Относительно коленчатого вала 14 зубчатое колесо 3, а вместе с ним и шатунная шейка коленчатого вала, поворачиваются вокруг оси коленчатого вала 14, например, по часовой стрелке, при этом зубчатое колесо 3 вокруг собственной оси поворачивается против часовой стрелки. После такого поворота коленчатого вала на 90° вершина 16 эксцентрика направлена влево, к оси коленчатого вала. Таким образом, зубчатое колесо 3 повернулось вместе с эксцентриком 1 против часовой стрелки на 90°. Эта новая ситуация после такого поворота на 90° представлена на фиг. 4. Теперь кривошип 25 расположен горизонтально, и его эффективная длина меньше той длины, которую он имел в исходном положении, показанном на фиг. 1. После следующего поворота на 90° кривошип 25 направлен вниз, и вершина 16 эксцентрика указывает вниз. Эта ситуация представлена на фиг. 5. В этом положении шатун 9 и поршень в нижней мертвой точке 7 сдвинуты ниже, чем в обычном двигателе. Благодаря этому ход поршня 7 на такте впуска удлиняется по сравнению с обычными конструкциями, что также положительно сказывается на степени сжатия. После следующего поворота коленчатого вала на 90° вершина 16 эксцентрика снова направлена к оси коленчатого вала, а после еще одного поворота коленчатого вала на 90°, т.е. законченного полного оборота на 360°, вершина 16 эксцентрика снова указывает вверх, как в исходном положении, в соответствии с фиг. 1. Фактически, центр эксцентрика 1 описывает эффективную

траекторию кривошипа, так как эксцентрик 1 находится внутри подшипника нижней головки шатуна.

Как видно на фиг. 1, где центр эксцентрика 1 обозначен позицией 21, этот центр 21 сдвинут вверх относительно оси шатунной шейки 15 коленчатого вала, определяемой осью вращения зубчатого колеса 3. Соответственно, сам шатун 9, шарнирно сочлененный внизу с эксцентриком 1 и наверху - с поршнем 7, также смещен вверх. Естественно, вместе с ним смещен вверх и поршень 7. Таким образом, поршень 7, представленный на фиг. 1 в своей верхней мертвой точке, занимает более высокое, чем обычно, положение в цилиндре. Соответственно, при этом достигается более высокая степень сжатия топливовоздушной смеси в цилиндре. В нижней мертвой точке хода поршня, вследствие того, что эксцентрик 1 своей вершиной 16 направлен вниз, что показано на фиг. 5, поршень 7 на то же расстояние смещен, наоборот, вниз относительно своего обычного положения. Как уже было отмечено, это увеличивает ход поршня в такте впуска и в конечном итоге опять же повышает степень сжатия топливовоздушной смеси в цилиндре. Что касается эффективной длины кривошипа, то она принимает значение, лежащее между значениями, соответствующими верхней и нижней мертвым точкам поршня, в промежуточных положениях, примерно соответствующих показанному на фиг. 4. Таким образом, длина кривошипа достигает своего максимума в верхней мертвой точке хода поршня 7, после поворота на 90° принимает минимальное значение, а затем, к нижней мертвой точке хода поршня, снова достигает максимума. Подобным образом длина кривошипа изменяется при переходе поршня 7 в свою верхнюю мертвую точку. Фактически, шатунная шейка с эксцентриком при вращении коленчатого вала описывает не окружность, а вертикально вытянутый эллипс.

В отличие от обычных двигателей внутреннего сгорания, в предложенном двигателе предусмотрена возможность изменения положения эксцентрика для получения различных значений степени сжатия. Для этого зубчатое колесо 3 с эксцентриком 1 поворачивается относительно оси 2 шатунной шейки 15 коленчатого вала. Эта происходит при помощи колеса 4 с внутренними зубьями, установленного на коленчатом валу концентрически его оси вращения. На фиг. 6 представлено другое крайнее положение эксцентрика 1, в котором его вершина 16 направлена вниз, когда поршень 7 находится в своем самом верхнем положении, т.е. в верхней мертвой точке. Объем камеры сгорания цилиндра при таком положении эксцентрика является максимальным. Если колесо 3 с наружными зубьями обегает внутренний зубчатый венец 19 колеса 4, как было рассмотрено выше, то эксцентрик 1 после поворота коленчатого вала по часовой стрелке на 90° сначала занимает промежуточное положение, как показано на фиг. 7. Его вершина 16 при этом направлена по радиусу к периферии от оси 8 коленчатого вала, соответственно, эффективная длина кривошипа в этом положении максимальна. В нижней мертвой

точке хода поршня 7, как показано на фиг. 8, вершина 16 эксцентрика занимает такое положение, в котором она направлена вверх, т.е. в сторону оси 8 коленчатого вала. Поршень 7 при такой регулировке степени сжатия имеет наименьший рабочий ход. На такте впуска поршень 7 проходит минимальное расстояние, объем камеры сгорания при этом является максимальным, следовательно, степень сжатия в цилиндре минимальна. Шатунная шейка при такой установке эксцентрика описывает горизонтально вытянутый эллипс. Степень сжатия в цилиндре может легко изменяться путем перестановки эксцентрика 1 во всем диапазоне между двумя рассмотренными выше крайними положениями. В любом из промежуточных положений эксцентрика шатунная шейка с эксцентриком всегда описывает правильный эллипс, но, в отличие от крайних положений, этот эллипс вытянут не вертикально и не горизонтально, а под косым углом к направлению движения поршня.

На фиг. 9 представлены различные кривые, описываемые центром эксцентрика 1 при его разных регулировках. При этом направления движения поршня обозначены стрелками. Кривая на фиг. 9а соответствует положению эксцентрика, установленному на максимальную степень сжатия. В этом случае шатунная шейка с эксцентриком описывает вертикально вытянутый эллипс. В целях сопоставления, тут же штриховой линией нанесена окружность, описываемая шатунной шейкой коленчатого вала в обычном двигателе. Таким образом видно, что установка эксцентрика в это положение делает ход поршня длиннее, чем в обычном двигателе. Как на такте впуска, так и на такте сжатия поршень проходит расстояние, большее, чем в обычном двигателе, вместе с этим уменьшается объем камеры сгорания. При такой установке эксцентрика степень сжатия в цилиндре - наибольшая. С приростом степени сжатия повышается КПД двигателя, причем рост КПД наиболее значителен при малых нагрузках, поэтому в бензиновом двигателе эксцентрик устанавливается в это положение где-то в области частичных нагрузок, тогда как при полной загрузке двигателя степень сжатия несколько снижается. Для дизельного двигателя предпочтительна установка максимальной степени сжатия на запуске с ее последующим снижением на рабочих режимах.

На фиг. 9б представлена кривая, описываемая центром эксцентрика 1 при регулировке его положения на минимальную степень сжатия. Шатунная шейка с эксцентриком описывает при этом идентичный эллипс, однако этот эллипс вытянут горизонтально. Ход поршня при этом минимален как на такте впуска, так и на такте сжатия. Вместе с тем, из-за смещения вниз верхней мертвой точки хода поршня увеличен объем камеры сгорания цилиндра. Соответственно, при установке эксцентрика в это положение степень сжатия принимает минимальное значение. В это положение эксцентрик может быть установлен, например, на холостом ходу.

На фиг. 9с показана кривая, описываемая центром эксцентрика 1, находящегося в среднем промежуточном положении. И здесь

шатунная шейка с эксцентриком, определяющая эффективный радиус кривошипа, описывает такой же эллипс, но длинная ось этого эллипса в данном случае наклонена к направлению движения поршня под косым углом. В зависимости от направления вращения коленчатого вала двигателя эксцентрик 1, а также его вершина 16, может поворачиваться влево или вправо. При заданной геометрии эллипса выбор направления вращения коленчатого вала двигателя: по часовой стрелке или против часовой стрелки, будет делаться исходя из желательных характеристик двигателя. Разумным вариантом представляется выбор направления вращения коленчатого вала по часовой стрелке, поскольку в этом случае в камере сгорания наиболее долго остается высокое давление, благодаря чему горение протекает оптимально, и становится возможным наиболее эффективное преобразование давления газов в крутящий момент, т. е. при максимальной, и в то же время убывающей по мере поворота коленчатого вала длине кривошипа.

Фактически, перестановка эксцентрика 1 осуществляется путем поворота зубчатого колеса 3 колесом 4 с внутренними зубьями. Для того, чтобы эксцентрик 1 смог из одного положения максимальной степени сжатия повернуться на 180° в другое положение максимальной степени сжатия, колесо 4 с внутренними зубьями должно быть повернуто относительно оси 8 коленчатого вала на четверть оборота. На практике такой поворот колеса 4 с внутренними зубьями может быть осуществлен различными средствами. Один из вариантов такого поворачивающего механизма отображен на фиг. 1, 4-8 и 10. С обратной стороны диска 17 колеса 4 с внутренними зубьями, противоположно выступу с зубчатым венцом, к диску 17 концентрическим образом жестко прикреплено цилиндрическое зубчатое колесо 5. Показанный на фиг. 1 зубчатый венец 22 этого цилиндрического зубчатого колеса 5 находится в зацеплении с зубьями 23 управляющего зубчатого колеса 6, которое установлено с возможностью поворота на параллельно расположенном валу 24. Благодаря тому, что управляющее зубчатое колесо 6 имеет радиус, более чем вдвое превышающий радиус цилиндрического зубчатого колеса 5, что наглядно показано на чертеже, для поворота эксцентрика из одного крайнего положения, соответствующего максимальной степени сжатия, в другое управляющее зубчатое колесо 6 достаточно повернуть примерно на 40° . В многоцилиндровом двигателе с рядным расположением цилиндров на одном боковом валу 24 у каждого цилиндра установлено собственное управляющее зубчатое колесо, подобное описанному выше. В двигателе с V-образным расположением цилиндров вал 24 может быть центральным, проходящим между рядами цилиндров. В таком случае путем поворота этого вала можно управлять поворотом колес 4 с внутренними зубьями каждого цилиндра. Похожая компоновка возможна в двигателе с оппозитным расположением цилиндров, в котором от подобного бокового вала управляются колеса с внутренними зубьями противоположных цилиндров. Привод управляющего зубчатого

колеса 6 может осуществляться самыми разными способами. Например, допускается привод от сервомотора, функции которого выполняет шаговый электродвигатель, воздействующий непосредственно или, например, через зубчатый ремень или малое зубчатое колесо на боковой вал 24 и способный быстро поворачивать эксцентрик из одного крайнего положения, соответствующего максимальной степени сжатия, в другое. Микропроцессор, осуществляющий управление регулированием степени сжатия, может обрабатывать несколько параметров, поступающих на его вход в виде электрических сигналов. Так, например, на коробке передач может быть установлен электронный датчик крутящего момента. Такие параметры на некоторых типах автоматических коробок передач уже измеряются для управления переключением скоростей. Кроме того, электрический сигнал частоты вращения коленчатого вала, основополагающего параметра работы двигателя, может направляться в микропроцессор и использоваться для регулирования степени сжатия в цилиндрах. Также микропроцессор может обрабатывать сигналы от датчиков детонации, которыми уже оснащены многие двигатели современных транспортных средств. Также в качестве исходных данных в микропроцессор могут поступать сигналы давления и температуры газов в камере сгорания. Подобный микропроцессор обрабатывает все эти сигналы, подставляет их в многомерную характеристику и вырабатывает выходной сигнал, который, в конце концов, приводит в действие шаговый электродвигатель на изменение положения одного или нескольких управляющих зубчатых колес.

Фиг. 10 представляет собой вид двигателя сбоку, на котором показаны два поршня 7 со своими кривошипно-шатунными группами. Конструкция механизма регулировки степени сжатия, как уже было отмечено выше, включает в себя по одному колесу 4 с внутренними зубьями на каждый цилиндр, которые посажены на коленчатый вал 14 с возможностью свободного вращения относительно него. Для большей наглядности эти колеса 4 с внутренними зубьями представлены в частичном разрезе. К плоской поверхности диска 17 со стороны, противоположной кольцевому выступу, жестко концентрически присоединено цилиндрическое зубчатое колесо 5. Кольцевой выступ колеса 4 с внутренним зубчатым венцом обегается изнутри находящимся с ним в зацеплении зубчатым колесом 3, жестко соединенным с эксцентриком 1. Этот эксцентрик 1 окружает шатунную шейку 15 коленчатого вала и сидит на ней с возможностью свободного вращения. Нижняя головка шатуна 9 обхватывает эксцентрик 1, вершина 16 которого для левого поршня 7 направлена вверх, а для правого поршня 7 - вниз. Соответственно, верхняя мертвая точка левого поршня 7 несколько приподнята, а нижняя мертвая точка правого несколько опущена по сравнению с обычным двигателем. Когда зубчатое колесо 5 поворачивается вместе с колесом 4 с внутренними зубьями, то вокруг собственной неподвижной оси поворачивается также

эксцентрик 1, в результате чего его вершина 16 смещается. При вращении коленчатого вала двигателя зубчатое колесо 3 обегает внутренний зубчатый венец колеса 4 так, что эксцентрик 1 за один оборот коленчатого вала поворачивается вокруг своей оси ровно на 360° . Если же коленчатый вал поворачивается на 180° , то и эксцентрик 1 поворачивается на 180° , а его вершина 16 соответственно после этого направлена вниз, что видно на правом фрагменте коленчатого вала. Поскольку вершина 16 эксцентрика направлена вниз, нижняя мертвая точка соответствующего цилиндра сдвинута вниз. Как следствие этого, рабочий ход поршня удлиняется, а объем камеры сгорания цилиндра, естественно, уменьшается. При этом степень сжатия в цилиндре увеличена. В промежуточных положениях кривошип имеет меньшую эффективную длину. При увеличенной степени сжатия эффективный центр шатунной шейки коленчатого вала во время его вращения движется по вертикально вытянутой эллиптической траектории.

В другом варианте исполнения колесо 4 может иметь, помимо внутреннего зубчатого венца, наружный зубчатый венец и поворачиваться при взаимодействии с зубчатым колесом, непосредственно находящимся в наружном зацеплении с ним. При заданном значении степени сжатия колесо с внутренними зубьями остается неподвижным во время вращения коленчатого вала. Колесо с внутренними зубьями может также вращаться вместе с коленчатым валом. В этом случае угловое положение эксцентрика в процессе оборота коленчатого вала оставалось бы постоянным, вследствие чего эффективная длина кривошипа в процессе оборота коленчатого вала была бы одинаковой. Соответственно, в этом случае траектория движения центра эксцентрика была бы не эллиптической, а круглой. И для поворота эксцентрика на шатунной шейке потребовалось бы повернуть колесо с внутренними зубьями относительно коленчатого вала.

Предложенная в изобретении конструкция двигателя позволяет путем регулирования степени сжатия в цилиндрах учитывать важный параметр двигателя, в значительной мере определяющий его характеристики и мощность. При этом на основе существующих двигателей возможно создание их модификаций, отличающихся от базовых моделей лишь новым коленчатым валом и, в определенных случаях, измененным блоком цилиндров, без необходимости разработки нового двигателя целиком. Во многих случаях даже блок цилиндров может остаться без изменений, если он обеспечивает достаточное пространство для размещения зубчатых колес и бокового вала. Таким образом, цилиндры, поршни, шатуны, такие периферийные компоненты двигателя, как агрегаты зажигания и топливopодачи, а также вспомогательные агрегаты, при модификации, в принципе, остаются без изменений. Очевидно, что двигатель внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия будет обладать повышенной удельной мощностью при улучшенной детонационной стойкости и, благодаря увеличенному КПД, еще большей топливной экономичностью, при этом на фоне оптимизации процессов горения

содержание вредных веществ в выхлопных газах может сокращаться и далее.

Формула изобретения:

1. Двигатель внутреннего сгорания поршневого типа с возможностью изменения степени сжатия путем изменения длины рабочего хода поршня осуществляемого за счет того, что нижняя головка шатуна (9) шарнирно закреплена на шатунной шейке коленчатого вала с эксцентриком (1), при этом эксцентрик (1) во время вращения коленчатого вала может быть повернут посредством управляющего механизма вокруг собственной оси (2) вращения, отличающийся тем, что эксцентрик (1) шатунной шейки составлен, по крайней мере, из двух сегментных вкладышей (26, 27), которые, будучи расположенными на шатунной шейке (15) коленчатого вала (14), окружают ее, каждый из этих сегментных вкладышей (26, 27) снабжен соответствующим зубчатым сегментом (28, 29), которые в соединении также окружают шатунную шейку (15) коленчатого вала (14), а составленное из этих сегментов (28, 29) зубчатое колесо (3) с наружными зубьями обегает изнутри колесо (4) большего диаметра с внутренними зубьями, которое установлено на коленчатом валу (14) концентрически его оси (8) и с возможностью поворота относительно коленчатого вала во время работы двигателя так, что колесо (3) с наружными зубьями, обегая один раз колесо (4) с внутренними зубьями, когда колесо (4) неподвижно зафиксировано в заданном угловом положении, совершает ровно один оборот вокруг собственной оси, таким образом, что эффективный центр нижней головки шатуна движется по эллиптической траектории, причем эксцентрик может быть повернут во всем диапазоне между крайними положениями, соответствующими горизонтально вытянутому эллипсу и вертикально вытянутому эллипсу.

2. Двигатель внутреннего сгорания по п.1, отличающийся тем, что колесо (4) с внутренними зубьями своей плоской наружной поверхностью концентрически соединено с цилиндрическим зубчатым колесом (5), которое может поворачиваться при взаимодействии с управляющим зубчатым колесом (6), находящимся в зацеплении с цилиндрическим зубчатым колесом (5).

3. Двигатель внутреннего сгорания по п.1, отличающийся тем, что колесо (4) с внутренними зубьями имеет наружный зубчатый венец и может поворачиваться посредством управляющего зубчатого колеса (6), находящегося с ним в непосредственном зацеплении.

4. Двигатель внутреннего сгорания по п.2 или 3, отличающийся тем, что управляющее зубчатое колесо (6) может поворачиваться с приводом от сервомотора, обеспечивая тем самым изменение степени сжатия двигателя через изменение длины кривошипа, причем этот сервомотор может работать с управлением от микропроцессора, способного обрабатывать в виде электрического сигнала, по крайней мере, один измеряемый параметр работы двигателя.

5. Двигатель внутреннего сгорания по п.4, отличающийся тем, что сервомотором является шаговый электродвигатель, который поворачивает управляющее зубчатое колесо

(6) через малое зубчатое колесо.

6. Двигатель внутреннего сгорания по п.4, отличающийся тем, что сервомотором является шаговый электродвигатель, который поворачивает управляющее зубчатое колесо (6) или его вал (24) через зубчатый ремень.

7. Двигатель внутреннего сгорания по любому из пп.4 - 6, отличающийся тем, что микропроцессор принимает от датчиков один или несколько сигналов, индицирующих крутящий момент, измеряемый на коробке передач, число оборотов коленчатого вала двигателя, количество всасываемого или впускаемого воздуха, а также сигнал от датчика детонации и путем обработки этих сигналов формирует на выходе сигнал управления сервомотором.

8. Двигатель внутреннего сгорания по любому из пп.2 - 7, отличающийся тем, что в многоцилиндровой компоновке двигателя

управляющие зубчатые колеса (6) каждого цилиндра посажены на общий боковой вал (24).

5 9. Двигатель внутреннего сгорания по любому из пп.2 - 8, отличающийся тем, что радиус управляющего зубчатого колеса (6) более чем в два раза превышает радиус цилиндрического зубчатого колеса (5).

10 10. Двигатель внутреннего сгорания по любому из предыдущих пунктов, отличающийся тем, что колесо (4) с внутренними зубьями установлено на коленчатом валу с возможностью вращения вместе с коленчатым валом, но при этом может быть повернуто относительно коленчатого вала на заданный угол, в результате чего во время вращения коленчатого вала эффективная длина кривошипа не изменяется.

20

25

30

35

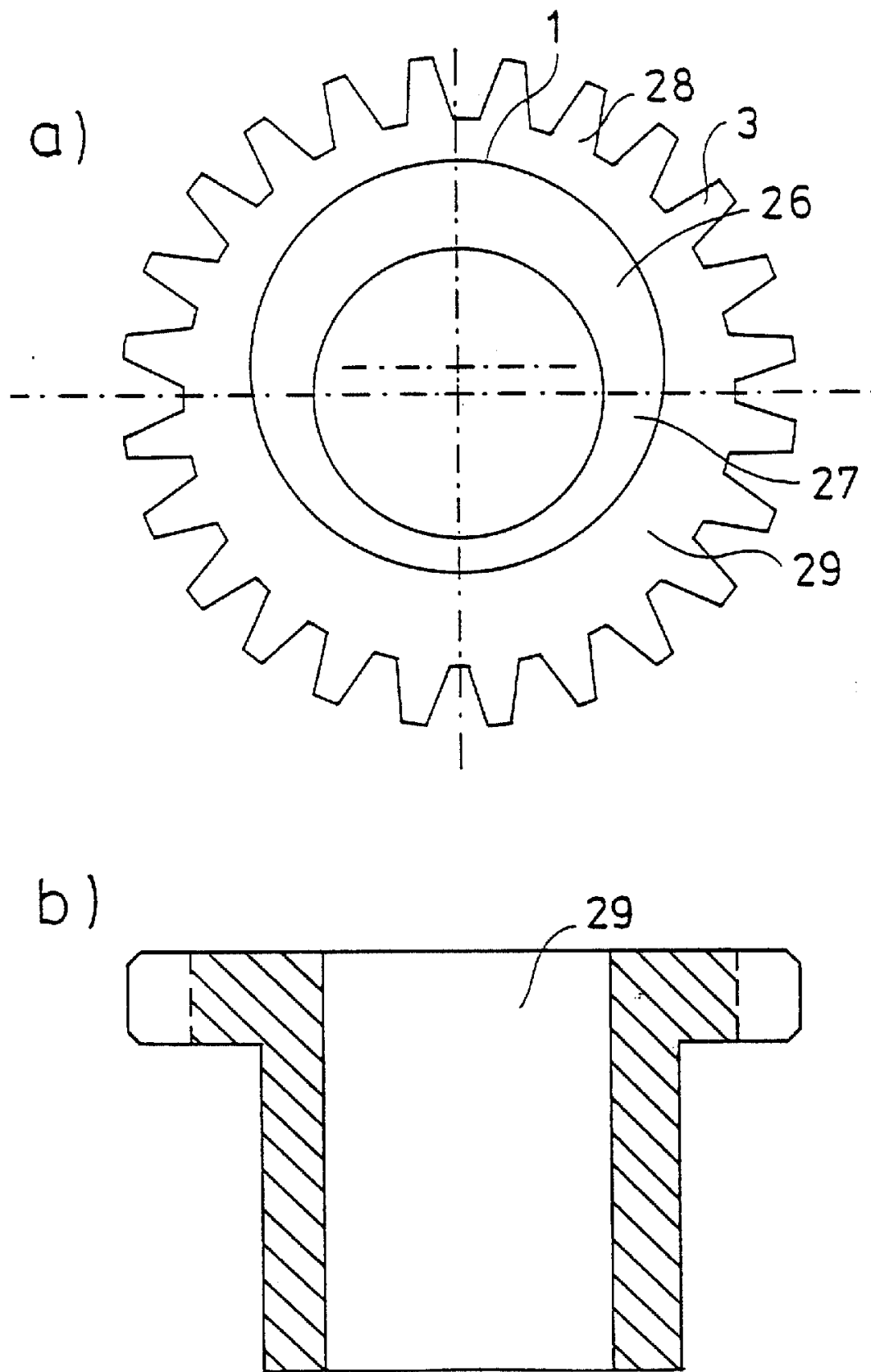
40

45

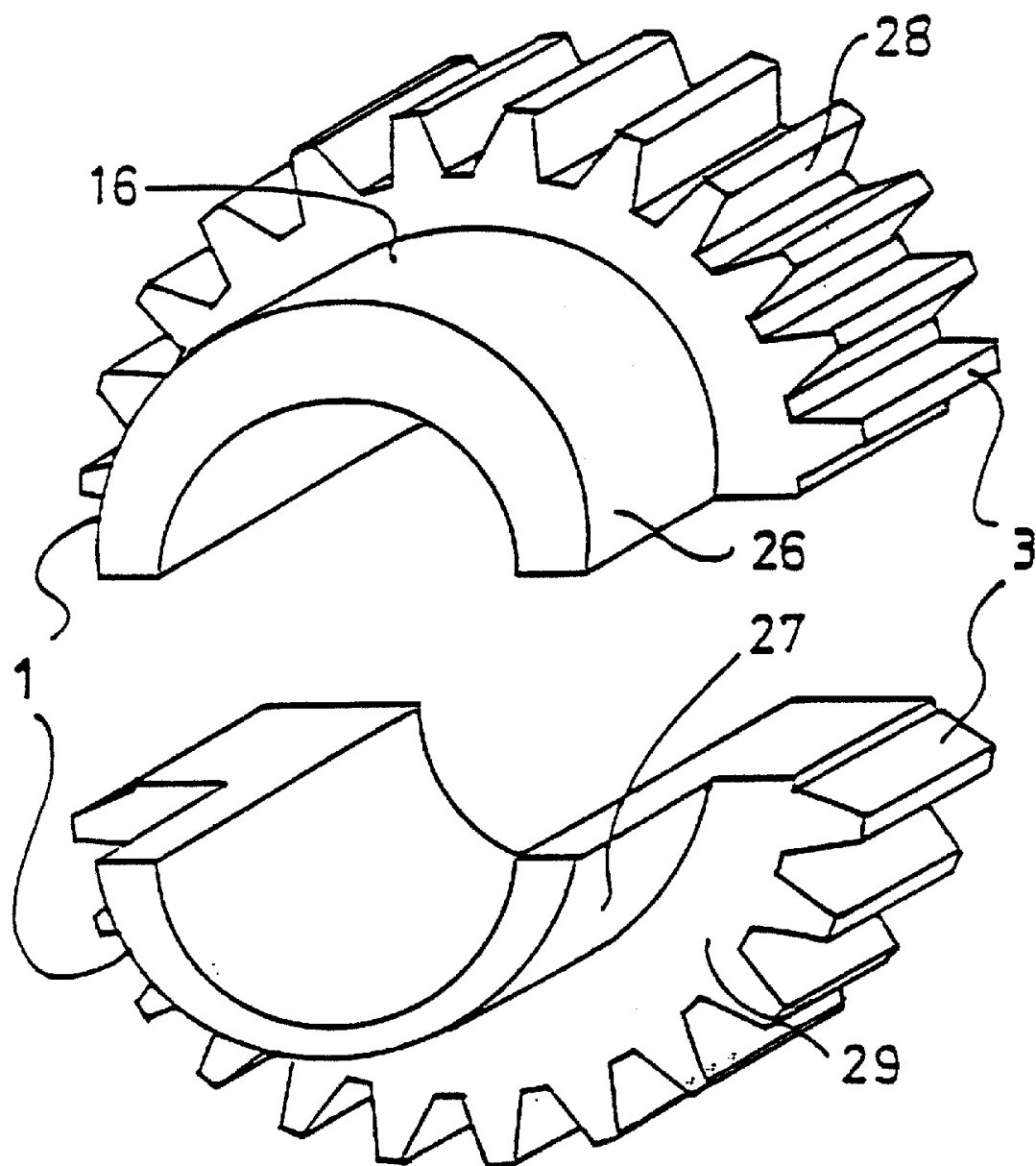
50

55

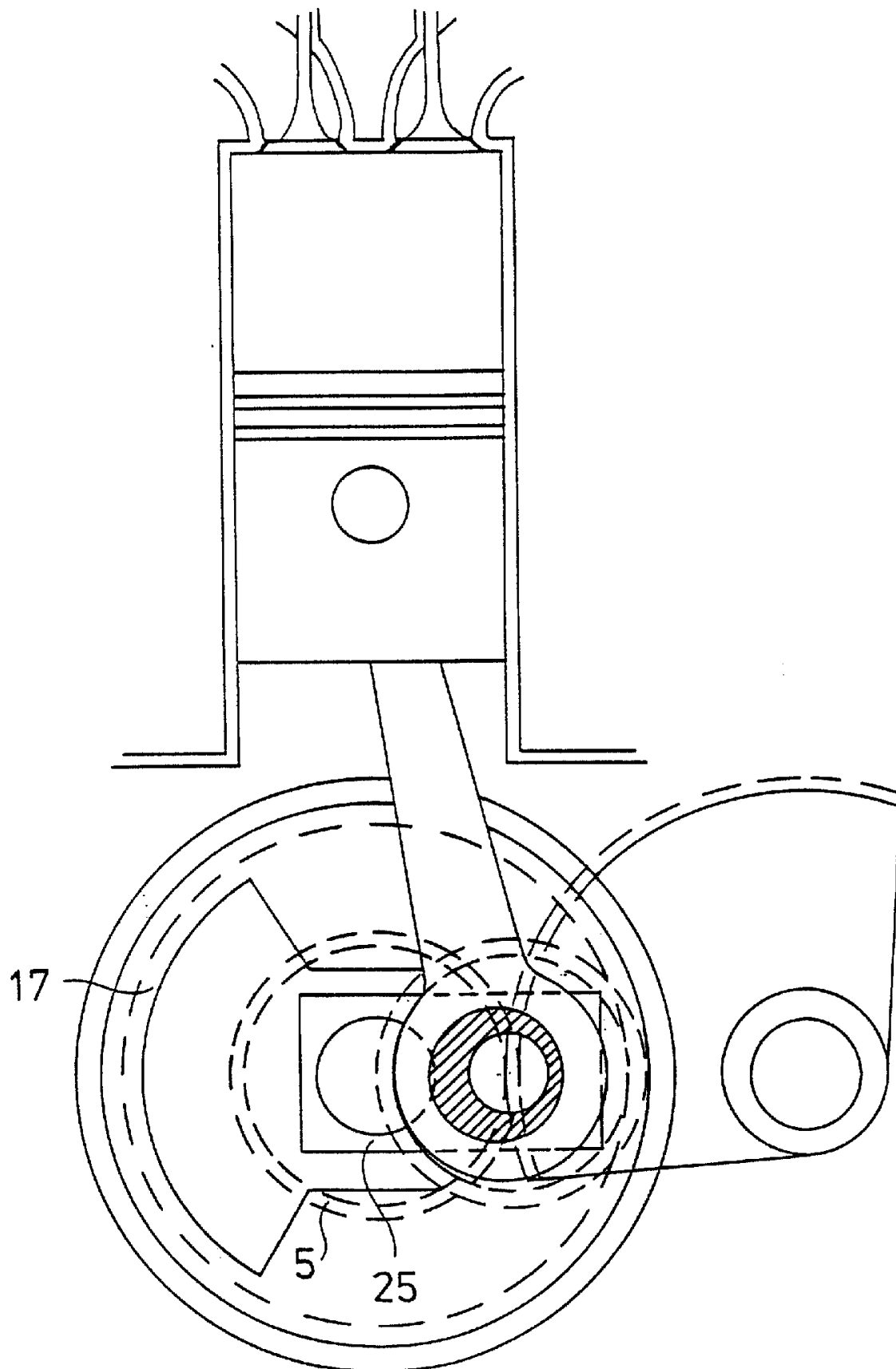
60



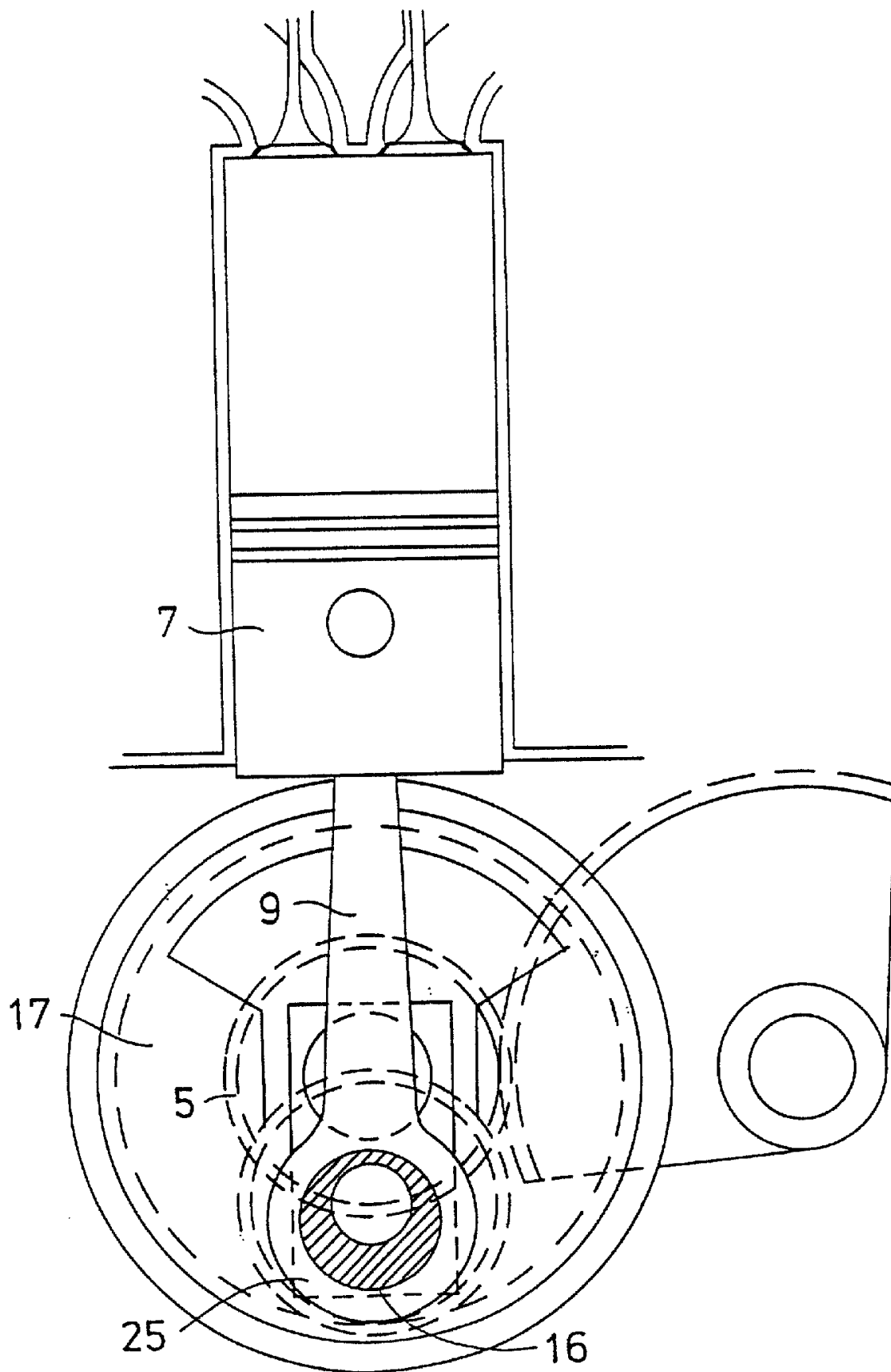
Фиг.2



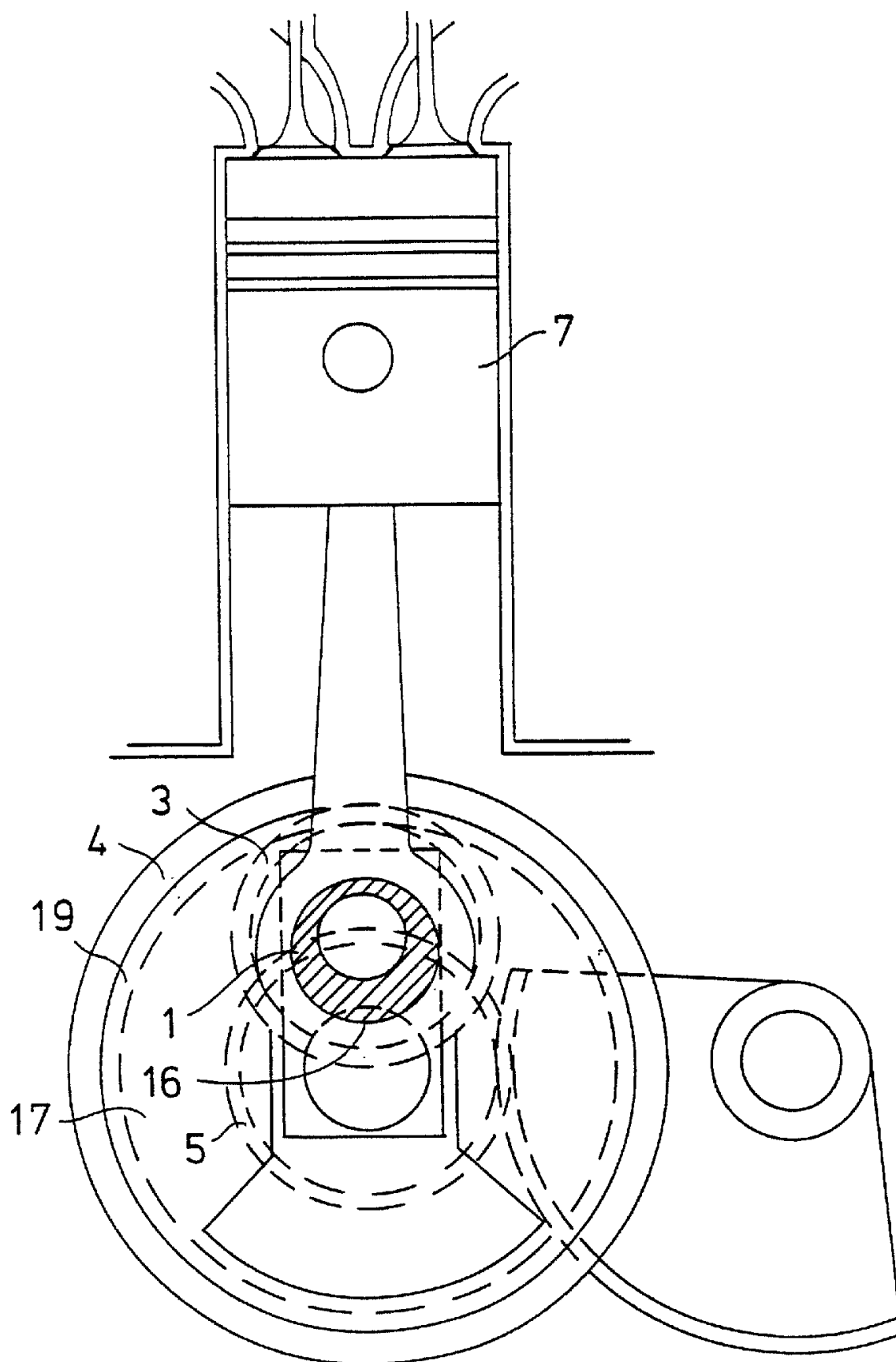
Фиг.3



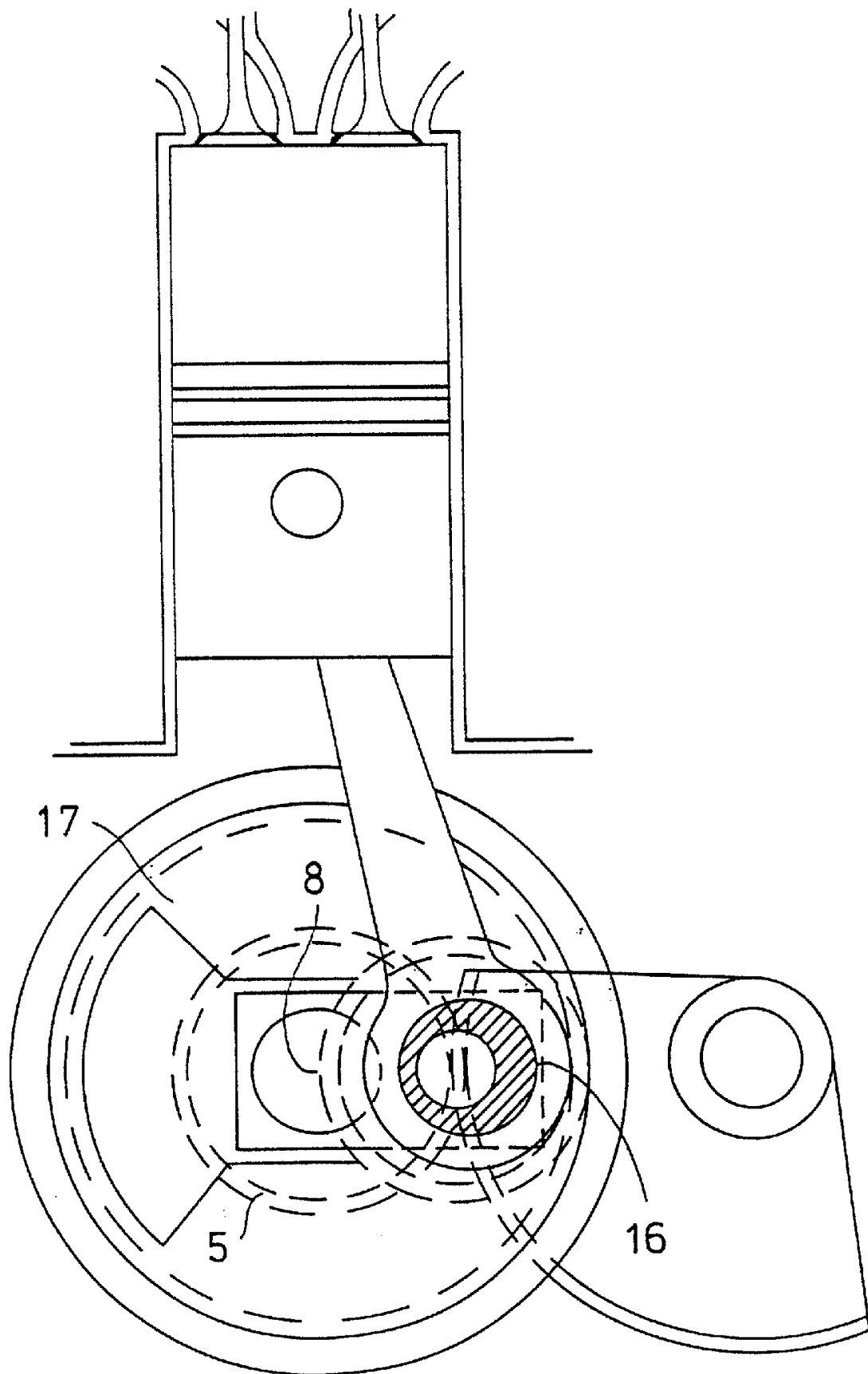
Фиг.4



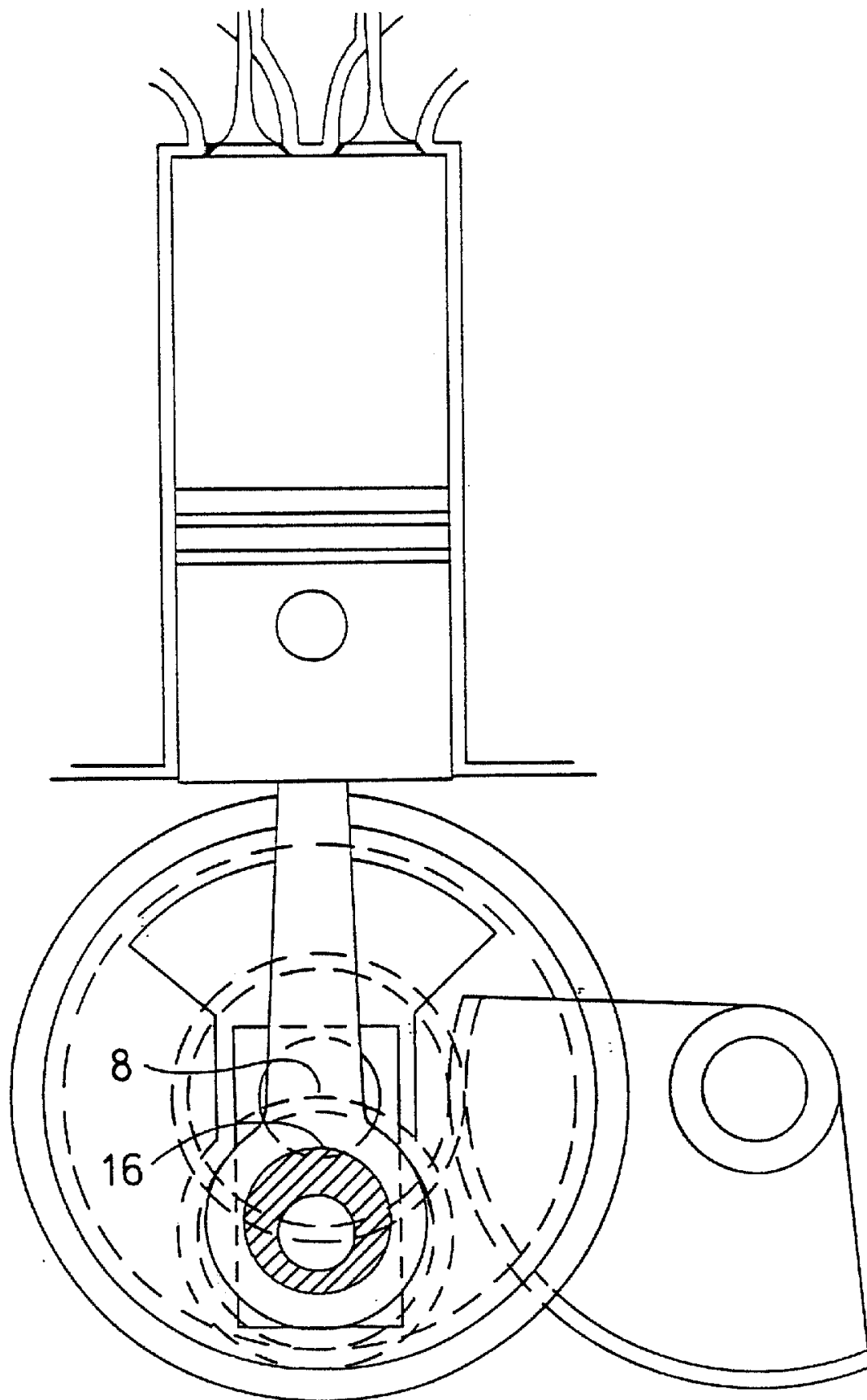
Фиг. 5



Фиг.6

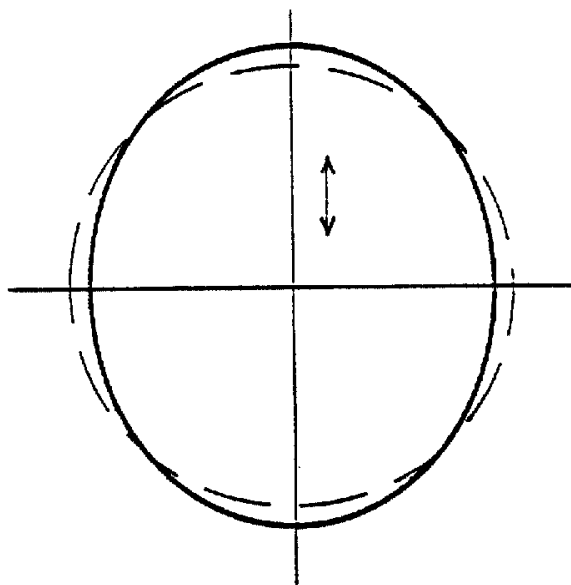


Фиг.7

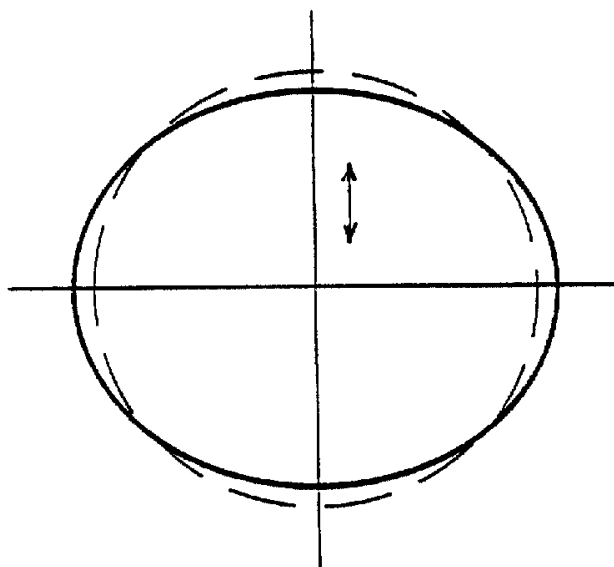


Фиг.8

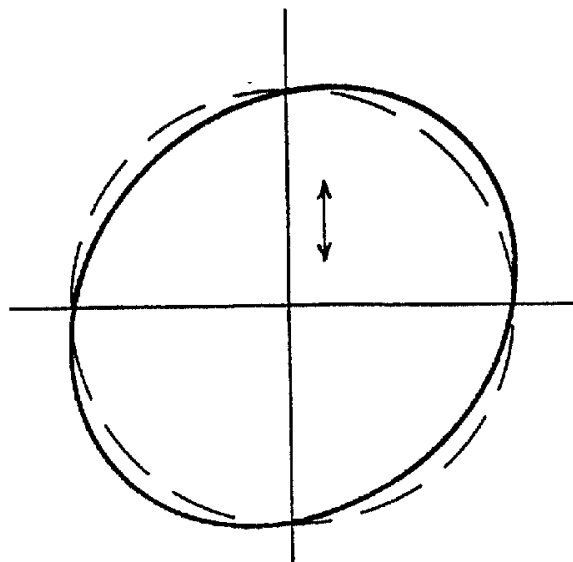
a)



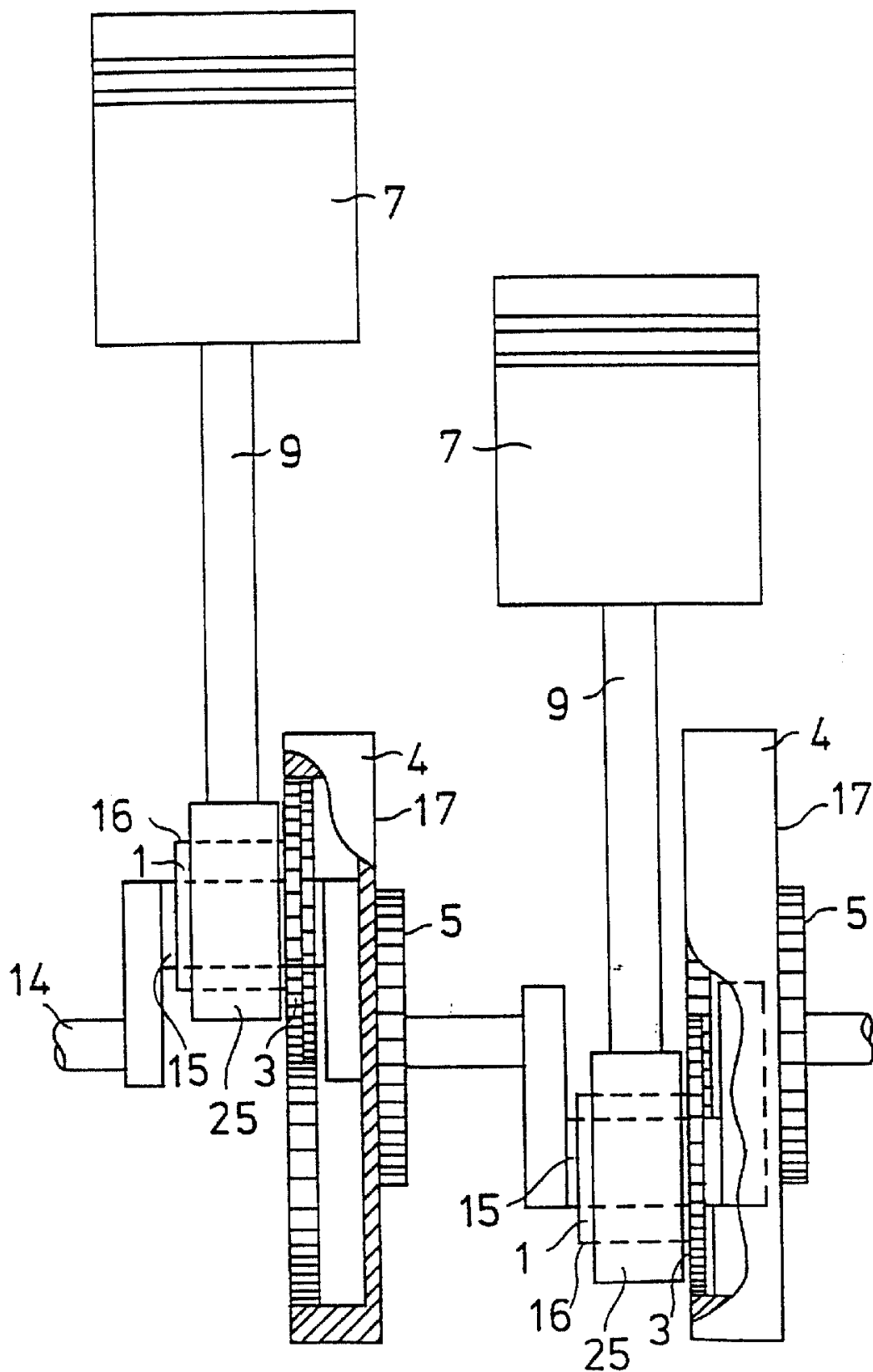
b)



c)



Фиг.9



Фиг.10