



(19) **RU** <sup>(11)</sup> **2 100 627** <sup>(13)</sup> **C1**

(51) МПК<sup>6</sup> **F 02 В 33/22**

РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО  
ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

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

(21), (22) Заявка: 95115755/06, 08.09.1995

(46) Дата публикации: 27.12.1997

(56) Ссылки: FR, заявка, 2477224, кл. F 02 В 33/06, 1981.

(71) Заявитель:  
Лисин Сергей Петрович

(72) Изобретатель: Лисин Сергей Петрович

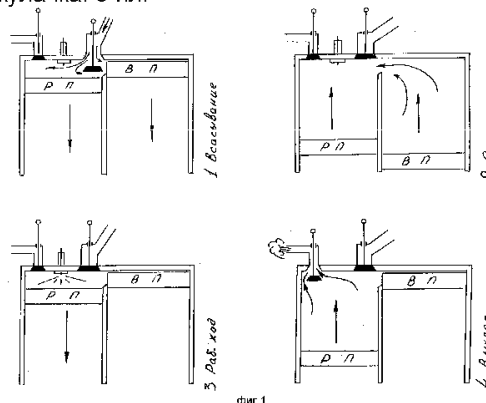
(73) Патентообладатель:  
Лисин Сергей Петрович

(54) **ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМИ ЦИЛИНДРАМИ**

(57) Реферат:

Использование: в четырехтактных двигателях внутреннего сгорания. Сущность изобретения: двигатель внутреннего сгорания карбюраторный или дизельный содержит по меньшей мере одну пару рабочих цилиндров, между которыми установлен один вспомогательный цилиндр, поршни которых кинематически связаны с коленчатым валом, при этом рабочие цилиндры снабжены выпускными клапанами, перепускными каналами с клапанами, сообщенными со вспомогательным цилиндром, при этом каждый рабочий цилиндр снабжен впускным клапаном, связанным с газораспределительным валом посредством

кулачка. 3 ил.



фиг. 1

RU 2 100 627 C1

RU 2 100 627 C1



(19) **RU** <sup>(11)</sup> **2 100 627** <sup>(13)</sup> **C1**

(51) Int. Cl.<sup>6</sup> **F 02 B 33/22**

RUSSIAN AGENCY  
FOR PATENTS AND TRADEMARKS

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21), (22) Application: 95115755/06, 08.09.1995

(46) Date of publication: 27.12.1997

(71) Applicant:

Lisin Sergej Petrovich

(72) Inventor:

Lisin Sergej Petrovich

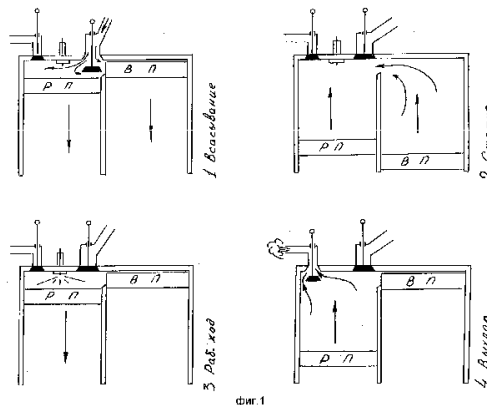
(73) Proprietor:

Lisin Sergej Petrovich

(54) **FOUR-STROKE INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH AUXILIARY CYLINDERS**

(57) Abstract:

FIELD: four-stroke engines. SUBSTANCE: carburetor or diesel engine having at least one pair of working cylinders is provided with one auxiliary cylinder installed between them. The pistons of all the cylinders are associated kinematically with crankshaft. The working cylinders are provided with outlet valves, bypass channels with valves communicating with the auxiliary cylinder. Each working cylinder is also provided with inlet valve associated with camshaft through a cam. EFFECT: complete combustion of fuel in the engine cylinders. 3 dwg



Фиг. 1

RU 2 100 627 C1

RU 2 100 627 C1

Изобретение относится к четырехтактным двигателям внутреннего сгорания как карбюраторным, так и к дизельным.

Известен четырехтактный двигатель внутреннего сгорания с рабочими цилиндрами, между которыми установлен вспомогательный цилиндр, поршни которого кинематически связаны с коленчатым валом, рабочие цилиндры снабжены выпускными клапанами, перепускными каналами с клапанами, сообщенными со вспомогательным цилиндром.

Однако известный двигатель не создает компрессию, необходимую для повышения мощности двигателя.

Технической задачей изобретения является создание необходимой компрессии для повышения мощности двигателя.

Задача решается за счет того, что двигатель внутреннего сгорания, карбюраторный или дизельный, содержит по меньшей мере одну пару рабочих цилиндров, между которыми установлен один вспомогательный цилиндр, поршни которых кинематически связаны с коленчатым валом, при этом рабочие цилиндры снабжены выпускными клапанами, перепускными каналами с клапанами, сообщенными со вспомогательным цилиндром, при этом каждый рабочий цилиндр снабжен впускным клапаном, связанным с газораспределительным валом посредством кулачка.

На фиг. 1 представлена принципиальная схема работы такой конструкции; на фиг. 2 работа двигателя при степени сжатия, равной 9; на фиг. 3 схема работы предлагаемого двигателя.

Двигатель содержит 4 рабочих цилиндра, а также 2 вспомогательных (см. фиг. 3), поршни которых посредством шатунов связаны с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) и сидят на одной шейке коленчатого вала с шатунами рабочих поршней. Для равномерного вращения коленчатого вала двигателя вспомогательные поршни находятся по фазе под углом  $90^\circ$  один относительно другого. Введение вспомогательных цилиндров с поршнями даст возможность повысить мощность двигателя без увеличения степени сжатия в 4 и более раз при значительном снижении расхода топлива на единицу мощности. И как следствие снизится загрязнение атмосферы выхлопными газами. Мощность двигателя внутреннего сгорания (Д. В.С.) в большой степени зависит от степени сжатия. В существующих карбюраторных двигателях степень сжатия доведена до 9. Дальше повышать степень сжатия нельзя, иначе возникает детонация топлива, что может привести к поломке двигателя. Чтобы этого не происходило, а мощность повысилась в 4 и более раз при том же полном объеме цилиндров, предлагается ввести в конструкцию двигателя дополнительные цилиндры вспомогательного назначения, воспламенения горючей смеси в них происходить не будет. Они не будут иметь свечей и клапанов. Принципиальная схема работы такой конструкции дана на фиг. 1:

1. Такт всасывания Основной 1 и вспомогательный 2 поршни пошли вниз

2. Такт сжатие Основной и вспомогательный поршни пошли вверх.

3. Такт рабочий ход Основной поршень идет вниз, вспомогательный остается в верхнем положении

4. Такт выпуск Основной поршень идет вверх, вспомогательный остается на месте

В данной конструкции при степени сжатия, равной 9, рабочий поршень при рабочем ходе будет проходить путь, в 2 раза меньший, чем в существующих двигателях. В этом случае среднее давление горючей смеси на поршень будет в 2 раза больше, чем в существующих двигателях, а скорость перемещения поршня от В. М. Т. до Н.М.Т. (верхняя и нижняя мертвая точки) будет также в 2 раза больше, чем в существующих двигателях, а значит, и частота вращения  $n$  возрастет в 2 раза (фиг. 2 вар. 1).

Мощность двигателя равна произведению крутящего момента на частоту вращения коленчатого вала

$$N_{\text{кр}} \bullet n,$$

где  $M_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} \bullet C$ , где  $C$  плечо-расстояние от центра вращения коленчатого вала до точки нахождения конца шатуна при среднем положении поршня при его движении по цилиндру.

В этом случае (фиг. 2 вариант 1) мощность двигателя возрастет всего лишь в 2 раза, так как величина  $C$  уменьшится в 2 раза по сравнению с существующими двигателями.

Предлагается уменьшить площадь рабочего поршня в 2 раза (фиг. 2 вариант 2). Тогда можно будет рабочий ход поршня оставить таким, как в существующих двигателях. В этом случае величина  $C$  уменьшиться не будет. Тогда мощность  $N$  возрастет в 4 раза, так как величины  $P$  и  $n$  увеличатся в 2 раза, а величина  $C$  останется прежней.

При этом удельное давление на поршень в 2 возрастет в 2 раза, но общее давление останется  $2P$ , как в первом предлагаемом варианте (фиг. 2 вар. 1).

Если уменьшить диаметр поршня в 0,8 раза, то его площадь уменьшится примерно в 2 раза. Величина камеры сгорания при этом по высоте увеличится незначительно на 2 2,5 мм (фиг. 3). Если в дальнейшем площадь поршня уменьшать еще, а его ход пропорционально уменьшению площади увеличивать, то мощность возрастет еще на некоторую величину. Но уменьшение площади поршня будет ограничено диаметром цилиндра, когда поршень будет находиться в среднем положении. Слишком малая площадь поршня ограничит боковое хождение шатуна, он будет ударяться о гильзу цилиндра. Но до этой величины площадь поршня можно будет уменьшать, учитывая размещение клапанов. В предлагаемой схеме (фиг. 1) вспомогательный поршень в моменты тактов рабочего хода и выпуска отработанных газов в основном рабочем цилиндре не должен уходить от своего верхнего расположения. На практике это осуществить сложно, поэтому предлагается один вспомогательный цилиндр установить на 2 рабочих или (как на фиг. 3) 2 вспомогательных цилиндра на 4 рабочих, не увеличивая общего объема цилиндров. Тогда 1, 3, 4, 6 цилиндры будут рабочими, а 2 и 5 вспомогательными.

Работа предлагаемого двигателя будет происходить следующим образом.

Чтобы цилиндры 1 и 3 работали синхронно

с 2 цилиндром, а 4 и 6 с 5, в головках 1, 3, 4 и 6 цилиндров необходимо установить дополнительно по одному перепускному клапану, кулачки которых на газораспределительном валу должны быть установлены под углом  $180^\circ$  между 1 и 3 и между 4 и 6 перепускными клапанами. На коленчатом валу шейки под шатуны поршней 1, 2, 3 цилиндров должны быть установлены под углом  $90^\circ$  относительно шеек под шатуны поршней 4, 5, 6 цилиндров, это условие равномерного вращения коленчатого вала предлагаемого двигателя (фиг. 3).

Когда 1, 2 и 3 поршни пойдут вниз, то согласно схеме на фиг. 3 в первом цилиндре будет идти такт всасывания, так как впускной и перепускной клапаны будут открыты, а в 3 цилиндре будет рабочий ход, так как все клапаны будут закрыты и свеча даст искру. В это время поршни 4, 5 и 6 цилиндров пойдут вверх, тогда в 4 цилиндре пойдет такт сжатия впускной и выпускной клапаны закрыты, а перепускной открыт. В 6 цилиндре произойдет такт выпуска впускной и перепускной клапаны закрыты, а выпускной клапан открыт (фиг. 3). При правильной регулировке зажигания и клапанов новый двигатель будет работать устойчиво на оборотах, в 2 раза больших, чем существующие двигатели такого же литража при равных эксплуатационных условиях, поэтому маховик нового двигателя может быть уменьшен по массе в 2 раза и его инерционное свойство при этом не уменьшится. Это приведет к дополнительному снижению веса нового двигателя.

Теоретически предлагаемый двигатель с рабочим объемом цилиндров 1,5 л будет развивать мощность в 340 л.с. Расход топлива при этом увеличится всего в 2 раза. В отечественных двигателях такого объема цилиндров мощность доведена до 75-80 л.с. и расход топлива при этом 7,8 л на 100 км пробега. В существующих двигателях расход

топлива равен 0,1 л на 100 км на 1 л.с.

8 л 80 л.с. 0,1 л/100 км пробега.

В предлагаемом двигателе расход будет равен

16 л 340 л.с. 0,05 л/100 км проб.

Поэтому, если сделать двигатель мощностью 75 л.с. по предлагаемой схеме фиг. 3, то его расход топлива на 100 км пробега составит

0,05 л  $\cdot$  75 л.с. 3,75 л/100 км проб.

Это примерно в 2,5 раза экономичнее, чем у существующих двигателей такого литража. Учитывая то, что в новом двигателе всасываемая в рабочие цилиндры горячая смесь должна сгорать в объеме, в 2 раза меньшем, чем в существующих двигателях, необходимо будет содержание топлива в горючей смеси снизить путем регулировки карбюратора на 25-30% иначе оно не будет сгорать полностью. Снижение процентного содержания топлива в горючей смеси приведет к дополнительной экономии топлива и расход его будет около 3 л на 100 км пробега.

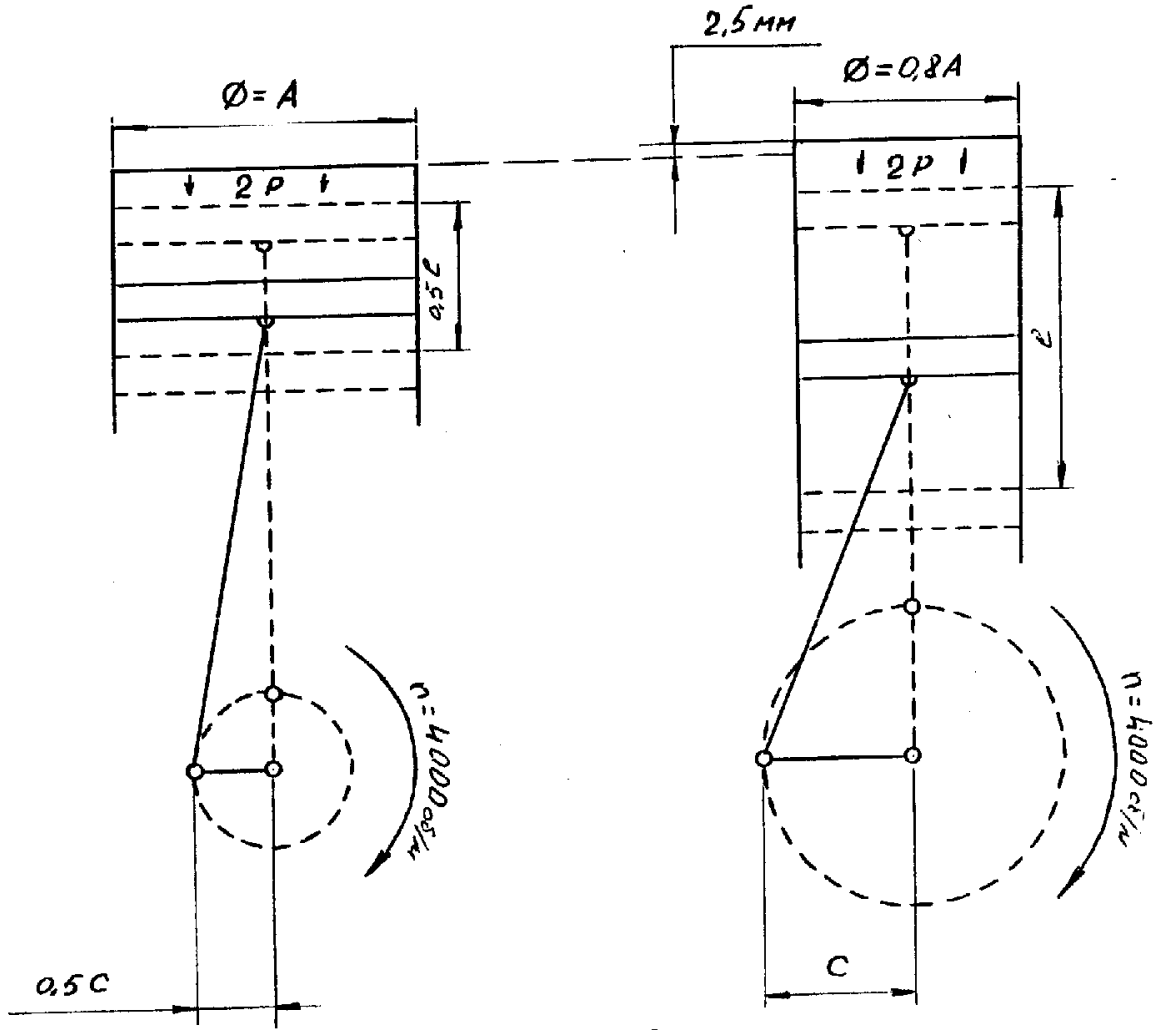
Из сказанного выше можно прийти к выводу, что, если сделать двигатель по новой схеме с расходом 7,8 л на 100 км пробега, то он будет развивать мощность около 200 л.с.

#### Формула изобретения:

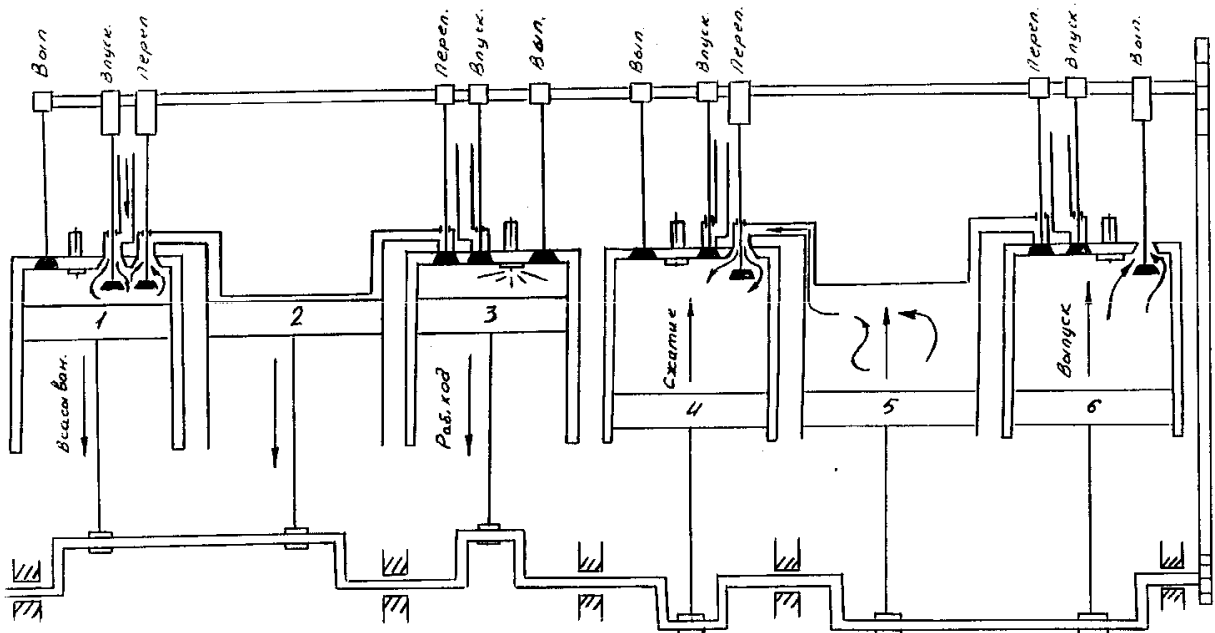
Двигатель внутреннего сгорания карбюраторный или дизельный, содержащий по меньшей мере одну пару рабочих цилиндров, между которыми установлен один вспомогательный цилиндр, поршни которых кинематически связаны с коленчатым валом, при этом рабочие цилиндры снабжены выпускными клапанами, перепускными каналами с клапанами, сообщенными с вспомогательным цилиндром, отличающийся тем, что каждый рабочий цилиндр снабжен впускным клапаном, связанным с газораспределительным валом посредством кулачка.

Вариант 1

Вариант 2



фиг.2



фиг.3

RU 2100627 C1

RU 2100627 C1