



**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА  
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ**

**(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ**

(21)(22) Заявка: 2010129403/06, 15.07.2010

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:  
15.07.2010

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 15.07.2010

(45) Опубликовано: 20.03.2012 Бюл. № 8

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: RU 2164300 C2, 20.03.2001. SU 861677 A1, 07.09.1981. US 2004154582 A1, 12.08.2004. RU 2370657 C2, 20.10.2009. EP 0621400 A1, 26.10.1994. GB 878278 A, 27.09.1961. US 2006201477 A1, 14.09.2006.

Адрес для переписки:

195251, Санкт-Петербург, ул.  
Политехническая, 29, ФГБОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет" (ФГБОУ ВПО "СПбГПУ"), отдел интеллектуальной и промышленной собственности

(72) Автор(ы):

**Русинов Ростислав Викторович (RU),  
Добрецов Роман Юрьевич (RU),  
Семёнов Александр Георгиевич (RU)**

(73) Патентообладатель(и):

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет" (ФГБОУ ВПО "СПбГПУ") (RU)**

**(54) СПОСОБ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

(57) Реферат:

Изобретение относится к области энергомашиностроения, конкретно, к способам организации теплового цикла дизелей. Техническим результатом является улучшение экономичности двигателя. Сущность изобретения заключается в том, что рабочий цикл двигателя осуществляют путем впуска в цилиндр воздуха, сжатия его, впрыска топлива в надпоршневое пространство в виде двух разнесенных во времени порций, первой до верхней мертвой точки, а второй не раньше верхней мертвой точки, последующего

сгорания заряда, расширения и выпуска продуктов сгорания. При этом обеспечивают степень сжатия, равную 25-30, первую порцию топлива впрыскивают в течение периода задержки воспламенения в количестве, равном 14-26% от суммы двух порций, а вторую - после окончания периода задержки воспламенения первой порции. Повышение экономичности достигается за счет увеличения термического и эффективного КПД путем повышения эффективности теплового цикла работы двигателя. 3 з.п. ф-лы, 2 ил., 1 табл.

RU 2 4 4 5 4 7 6 C 1

RU 2 4 4 5 4 7 6 C 1



FEDERAL SERVICE  
FOR INTELLECTUAL PROPERTY

**(12) ABSTRACT OF INVENTION**

(21)(22) Application: **2010129403/06, 15.07.2010**

(24) Effective date for property rights:  
**15.07.2010**

Priority:

(22) Date of filing: **15.07.2010**

(45) Date of publication: **20.03.2012 Bull. 8**

Mail address:

**195251, Sankt-Peterburg, ul. Politekhnikeskaja,  
29, FGBOU VPO "Sankt-Peterburgskij  
gosudarstvennyj politekhnicheskij universitet"  
(FGBOU VPO "SPbGPU"), otdel intellektual'noj i  
promyshlennoj sobstvennosti**

(72) Inventor(s):

**Rusinov Rostislav Viktorovich (RU),  
Dobretsov Roman Jur'evich (RU),  
Semenov Aleksandr Georgievich (RU)**

(73) Proprietor(s):

**Federal'noe gosudarstvennoe bjudzhetnoe  
obrazovatel'noe uchrezhdenie vysshego  
professional'nogo obrazovaniya "Sankt-  
Peterburgskij gosudarstvennyj politekhnicheskij  
universitet" (FGBOU VPO "SPbGPU") (RU)**

**(54) INTERNAL COMBUSTION ENGINE OPERATION METHOD**

(57) Abstract:

FIELD: engines and pumps.

SUBSTANCE: engine operating cycle is performed by air supply to the cylinder, its compression, fuel injection to above-piston space in the form of two diverse portions as to time, the first one to upper dead point, and the second one - not earlier than upper dead point, further charge combustion, expansion and release of combustion products. At that, combustion degree equal to 25-30

is provided; the first fuel portion is injected during the ignition delay period in quantity of 14-26% of sum of two portions, and the second one - after the completion of the ignition delay period of the first portion. Increase in efficient performance is achieved due to increase in thermal and effective efficiency by increasing the efficiency of engine thermal operating cycle.

EFFECT: improving engine efficiency.

4 cl, 2 dwg

**RU 2 445 476 C1**

**RU 2 445 476 C1**

Изобретение относится к области энергетического машиностроения, конкретно, к способам работы высокооборотного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) типа «дизель» с неразделенной камерой сгорания или, иначе говоря, к способам организации их теплового цикла.

5 Для наиболее экономичных быстроходных дизелей - с неразделенными камерами сгорания [Русинов Р.В., Добрецов Р.Ю. Двигатели автомобилей и тракторов. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. - С.13-191], максимальное давление сгорания топлива не должно превышать 12 МПа, сверх которого возникают трудности с механическими  
10 нагрузками и обеспечением газовой плотности стыка торца цилиндров с цилиндровой крышкой. При этом для быстроходных дизелей «серийного» производства, в частности не форсированных путем наддува, - с традиционно используемой для них конструктивно простой и достаточно надежной топливной аппаратурой с  
15 механическим приводом плунжеров-золотников и гидравлически управляемыми закрытыми форсунками при непрерываемых процессах впрысков топлива на протяжении единичных подач, - с учетом скачка давления, обусловленного задержкой самовоспламенения топлива, давление конца сжатия не должно превышать 4-5 МПа, а степень сжатия  $\epsilon$  - 18.

20 Известен способ работы ДВС путем впуска в цилиндр воздуха, сжатия его, впрыска топлива (в камеру в поршне) в виде двух разнесенных во времени порций, сгорания топлива, расширения и выпуска продуктов сгорания, в котором первую партию топлива впрыскивают в начале такта сжатия, а вторую - в конце сжатия [SU 638744, F02B 17/00, 1973]. Известны и другие способы со впрыском топлива в виде двух  
25 разнесенных во времени порций [SU 861677, F02B 3/12, F02B 13/02, 17.12.1979].

При этом увеличение термического и эффективного КПД, а значит, и экономичности недостаточно велико в сравнении с потенциальными возможностями их увеличения при более рациональной организации теплового цикла  
30 (термодинамического процесса), а именно оптимизации соотношения степени сжатия, процентного весового соотношения первой и второй порций топлива, порядка подачи топлива по углу поворота коленчатого вала.

Наиболее близким к заявленному изобретению по назначению и совокупности существенных признаков (прототипом) является способ работы двигателя  
35 внутреннего сгорания путем впуска в цилиндр воздуха, сжатия его, впрыска топлива в надпоршневое пространство в виде двух разнесенных во времени порций, соответственно первую до верхней мертвой точки (ВМТ), а вторую - не раньше ВМТ, т.е. начиная с ВМТ или после нее, сгорания топлива, расширения и выпуска продуктов сгорания [Гершман И.И. и др. Многотопливные дизели. М.: Машиностроение, 1971. -  
40 С.129].

В нем обеспечивают степень сжатия не выше 18, при этом первую порцию топлива впрыскивают во второй половине такта сжатия при давлении в цилиндре, равном 0,26-  
45 0,6 от давления конца сжатия, в количестве, равном 25-30% от суммы двух порций, а вторую - в конце сжатия-воспламенения топлива от сжатия.

Однако и применительно к прототипу приходится повторить критику предыдущих аналогов: и здесь из-за несовершенства теплового цикла не были использованы резервы дальнейшего повышения экономичности ДВС за счет увеличения КПД.  
50 Соответственно, тогда можно говорить и о недостаточно высокой топливной экономичности прототипа.

Задачей, на решение которой направлено заявляемое изобретение, является повышение экономичности двигателя за счет большей эффективности его теплового

цикла (увеличения термического и эффективного КПД). При этом величина давления сгорания топлива должна быть сохранена на уровне, определяемом из условий прочности и газовой плотности стыка торца цилиндра с цилиндровой крышкой.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в способе работы двигателя внутреннего сгорания путем впуска в цилиндр воздуха, сжатия его, впрыска топлива в надпоршневое пространство в виде двух разнесенных во времени порций, соответственно первой до верхней мертвой точки, а второй не раньше верхней мертвой точки, сгорания топлива, расширения и выпуска продуктов сгорания обеспечивают степень сжатия, равную 25-30 (например, за счет увеличения хода поршня относительно высоты камеры сгорания или уменьшения высоты камеры сгорания при сохранении хода поршня), при этом первую порцию топлива впрыскивают за период задержки воспламенения в количестве, равном 14-26% от суммы двух порций, а вторую - после окончания периода задержки воспламенения первой порции.

Решение поставленной задачи достигается также за счет дополнительных признаков способа (при сформулированной выше основной совокупности признаков):

- вторую (основную) порцию топлива могут впрыскивать за время поворота коленчатого вала двигателя на угол от 7 до 9 градусов при числе оборотов коленчатого вала, равном 3000 1/мин;
- при основной или предыдущей совокупности признаков вторую (основную) порцию топлива могут впрыскивать равномерно;
- при основной или предыдущей совокупности признаков впрыск топлива могут осуществлять при величине давления сгорания топлива не более 12 МПа.

Среди известных способов работы ДВС не обнаружены такие, совокупность существенных признаков которых совпадала бы с заявленной. В то же время именно за счет последней достигается новый технический результат в соответствии с поставленной задачей.

Теоретическое обоснование возможности технической реализации и выбора рациональных признаков способа и параметров теплового процесса в ДВС дано ниже на конкретных примерах с иллюстрациями и обобщением расчетно-теоретических результатов.

На фиг.1 показаны идеальные циклы быстроходного дизеля: для обобщенного «серийного» двигателя - далее «базовый» цикл, обозначенный сплошными линиями и заявляемый, обозначенный пунктиром при несовпадении с базовым. На фиг.1 приняты следующие обозначения:  $p$  - давление в цилиндре;  $V_a$  - объем цилиндра;  $V_c$  - объем камеры сгорания;  $V_x$  - текущий объем;  $V_h$  - рабочий объем цилиндра;  $V_z$  - объем на конец предварительного расширения,  $Q_1' + Q_1'' = Q_1$  - теплота, подводимая к рабочему телу как сумма теплоты сгорания первой  $Q_1'$  и второй  $Q_1''$  порций топлива;  $Q_2$  - отводимая теплота; ВМТ и НМТ - соответственно верхняя и нижняя мертвые точки положения поршня.

На фиг.2 даны примерные соотношения средних эффективных давлений вариантов заявляемого цикла быстроходного дизеля по данным табл. (поз.1-7) и базового цикла «серийного» быстроходного дизеля, где  $p_e^1$  и  $p_e^2$  - среднее эффективное давление базового и заявляемого тепловых циклов соответственно,  $\Delta$  - отношение  $p_e^2$  к  $p_e^1$ .

Увеличить величину степени сжатия  $\epsilon$  с 18 до 25-30 возможно известным простым конструктивным решением, изменив продольные геометрические размеры, сократив высоту (объем) камеры сгорания при сохранении хода поршня и уменьшив длину

цилиндра.

Заявляемый способ работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) заключается в следующей последовательности операций:

- 5 - в цилиндр впускают воздух;
- сжимают воздух в камере сгорания со степенью сжатия  $\epsilon$ , равной 25-30;
- за период задержки воспламенения (период индукции) до ВМТ впрыскивают в надпоршневое пространство первую («затравочную») порцию топлива в количестве, равном 14-26% от суммы двух порций (иначе говоря - от полной цикловой подачи);
- 10 - обеспечивают сгорание первой порции топлива;
- обеспечивают первичное расширение рабочего объема (газообразных продуктов сгорания);
- начиная с ВМТ или после ВМТ, после окончания периода задержки воспламенения первой порции, впрыскивают в надпоршневое пространство вторую
- 15 («основную») порцию топлива, предпочтительно равномерно, за время поворота коленчатого вала двигателя на угол от 7 до 9 градусов при числе оборотов коленчатого вала, равном 3000 1/мин (в общем случае - сообразно числу оборотов коленчатого вала, подробнее см. в нижеприведенном теоретическом исследовании, включая табл.), при этом впрыск топлива осуществляют, как правило, при условии сохранения максимальной величины давления сгорания топлива  $p_z$  не более 12 МПа, определяемой из условий прочности и газовой плотности стыка торца цилиндра с
- 20 цилиндрической крышкой;
- обеспечивают сгорание второй порции топлива и вследствие этого дальнейшее расширение рабочего объема (газообразных продуктов сгорания);
- 25 - обеспечивают выпуск продуктов сгорания.

Для понимания причинно-следственной связи между сформулированными выше существенными признаками способа и получаемым техническим результатом ниже

30 приведено теоретическое обоснование заявляемого изобретения.

На эффективность рабочего или действительного теплового цикла дизелей помимо степени сжатия  $\epsilon = V_a/V_c$  (фиг.1), степени предварительного расширения  $\rho = V_z/V_c$  и степени последующего расширения  $\delta = V_a/V_z = \epsilon/\rho$  влияет также степень повышения

35 давления  $\lambda = p_z/p_c$ , где

$p_z$  - максимальная величина давления сгорания топлива;

$p_c$  - давление конца сжатия,

обусловленная одновременным самовоспламенением объема топлива, впрыскиваемого в цилиндры дизелей за период задержки самовоспламенения (период

40 индукции), показатели политроп процессов сжатия и расширения -  $k_1$  и  $k_2$  в теоретическом цикле и  $k$  - в идеальном и пр.

У наиболее экономичных дизелей - с неразделенными камерами сгорания, нефорсированных путем наддува, величина  $\lambda$  достаточно велика и составляет до 2 и более единиц; величина  $\rho$  определяется продолжительностью впрыска топлива после

45 ВМТ, сгорающего уже по мере поступления в цилиндры, и составляет 1,2-1,8.

В целях повышения к.п.д. цикла представляется целесообразным дальнейшее повышение величины  $\epsilon$  при условии достижения предельного давления уже в конце процесса сжатия и начальным впрыском в цилиндры дизелей за период индукции

50 достаточно малой, «запальной» порции топлива в количестве не менее 3-5% от номинальной цикловой подачи, обеспечивающей начальное воспламенение топлива и существенно не влияющей на рост давления в цилиндрах, а также равномерная подача основной порции топлива, начиная с ВМТ или после нее, в строго определенное время

для исключения роста  $p_z$  уже в процессе предварительного расширения.

Учитывая особую сложность сравнительного анализа эффективности тепловых циклов как рабочих, численная оценка их основных параметров, в частности эффективного к.п.д.  $\eta_e$ , была осуществлена на расчетной базе для идеальных циклов с использованием реальных для быстроходных дизелей значений относительного  $\eta_0$  и механического  $\eta_m$  к.п.д.

При построении кривых процесса сжатия идеальных циклов (линия «а-с» на фиг.1) и расширения (линия «z-b») использовалось уравнение для адиабаты  $pV^k = \text{const}$  с показателем  $k=1,3$ , а в качестве рабочего тела принят газ (воздух) с неизменными физико-химическими свойствами, теплоемкостью при постоянном объеме  $c_v$  и давлении  $c_p$  соответственно 0,17 и 0,23 ккал/(кг·град.).

Стехиометрическое или теоретически необходимое для сгорания единицы массы дизельного топлива количество воздуха  $L_0$  принято равным 14,3 кг воздуха/кг топлива.

В связи с последним обстоятельством при низшей теплотворной способности дизельного топлива (без учета неиспользуемой теплоты конденсации водяных паров, появляющихся при сгорании водородной составляющей топлива) примерно 10000 ккал/кг (42000 кДж/кг) и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha=1,7$  вводимая в циклы теплота (двумя порциями: первая  $Q'_1$  и вторая  $Q''_1$ ) соответственно составляла  $Q_1 = Q'_1 + Q''_1 = 10000 / 14,3 \cdot 1,7 = 410$  ккал / кг воздуха.

Эффективный к.п.д. определяется как:

$$\eta_e = \eta_m \eta_0 \eta_t,$$

где  $\eta_m$  - механический к.п.д. (во всех циклах принят равным 0,85);

$\eta_0$  - относительный к.п.д. (во всех циклах принят равным 0,8);

$\eta_t$  - расчетный термодинамический (термический) к.п.д. идеального цикла.

Термический к.п.д.  $\eta_t$  рассчитывается по известным формулам:  $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$  - при

подводе теплоты  $Q_1$  при постоянном объеме;  $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}$  - при постоянном

давлении;  $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)}$  - при «смешанном» подводе теплоты.

В таблице представлены расчетные значения  $\eta_e$  и  $\eta_t$  идеального цикла в зависимости от величин  $\varepsilon$ ,  $\lambda$  и  $\rho$  при принятом предельном значении  $p_z$ , равном 11,8 МПа (120 кгс/см<sup>2</sup>) для быстроходных дизелей, исходя из условий прочности конструкции дизеля и газовой плотности стыка торца цилиндра с цилиндрической крышкой, и атмосферном давлении  $p_a$  в начале процесса сжатия в точке «а» (см. фиг.1).

В таблице приняты следующие обозначения:  $T_y$  - температура рабочего тела в конце скачка давления;  $T_z$  - максимальная температура;  $T_c$  - температура в конце процесса сжатия;  $\alpha^\circ$  - угол поворота коленчатого вала, по которому определяют продолжительность впрыска основной порции топлива (число оборотов коленвала  $n=3000$  мин<sup>-1</sup>);  $t$  - время поворота коленчатого вала двигателя на угол  $\alpha^\circ = bnt$ .

Из таблицы виден рост термического и эффективного к.п.д. цикла при повышении степени сжатия  $\varepsilon$  и при сохранении неизменным  $p_z$  - с достижением максимального к.п.д. при предельно высокой степени сжатия.

Параметры идеальных циклов при неизменном максимальном давлении сгорания $p_z=11,8$ МПа (120 кгс/см <sup>2</sup> ); $p_a=0,098$ МПа; $T_a=290$ К; $c_v=0,17$ ккал/(кг·град.); $c_p=0,23$ ккал/(кг·град.)													
№п/п	$\epsilon$	$T_c$ , К	$P_c$ , МПа	$T_y$ , К	$Q'_1$ , ккал/кг	$Q''_1$ , ккал/кг	$T_z$ , К	$\rho$	$\lambda$	$\eta_t$	$\eta_e$	$\alpha^\circ$ , п.к.в.	$t$ , мс
1	11,5	603	2,34	3028	-410	0	3028	1	5,02	0,519	0,353	0	0
2	15	654	3,31	2322	284	126	2870	1,24	3,55	0,551	0,375	3,08	0,17
3	20	712	4,81	1740	175	235	2762	1,59	2,44	0,575	0,391	5,59	0,31
4	25	762	6,44	1392	107	303	2709	1,95	1,83	0,587	0,400	7,12	0,40
5	30	805	8,16	1161	60,5	349,5	2681	2,31	1,44	0,591	0,402	8,15	0,45
6	35	843	9,97	995	25,8	384,2	2665	2,68	1,18	0,595	0,405	9,00	0,50
7	39,7	876	11,7	877	-0	410	2660	3,03	~1,0	0,595	0,405	9,45	0,53

Максимальной экономичности сравниваемых тепловых циклов соответствуют, по таблице, позиции 6-7 ( $\epsilon=35-39,7$ ;  $\eta_e=0,405$ ). Таким образом, практический выигрыш по экономичности заявляемого цикла равен 5,2%, рассчитанный методом экстраполяции данных поз.2-3 для  $\epsilon=18$  (экономия по удельному расходу топлива  $g_e$  составит 11 г/(кВт·ч)).

Проведенный расчет энергоспособности показал, что для базового и заявляемого идеальных циклов значения  $p_e$  составляет соответственно 0,99 и 0,98 МПа, т.е. в энергетическом отношении цикл с предельно высокой степенью сжатия практически не уступает циклу с традиционной «серийной» организацией теплового процесса, но, как было показано выше, значительно превосходит его по экономичности.

Примерные соотношения средних эффективных давлений вариантов заявляемого цикла быстроходного дизеля и базового цикла «серийного» быстроходного дизеля по точкам 4 и 5 графика фиг.2, соответствующим данным табл. (поз.4-5) со значением  $\Delta=1,01$ , не обладая особыми преимуществами по энергетическому потенциалу, обеспечивают достаточную экономичность: при  $\eta_e=0,400-0,402$  (см. табл.) удельный расход топлива для них составит 213-214 г/(кВт·ч).

В то же время степень сжатия 25-30 для этих циклов намного меньше, чем для варианта с  $\epsilon=39,7$ , которая реально может быть и невыполнима по конструктивным обстоятельствам. В последнем случае проблематично и качественное распыливание «запальной» порции топлива в 3-5% от полной цикловой подачи. Следует учитывать и проблему нестабильности различных сортов дизельных топлив по их воспламенительным свойствам (цетановым числам), влияющим на длительность периода индукции топлива, могущим затруднить выставление необходимого опережения впрыска первой, весьма малой порции топлива.

Таким образом, для быстроходного дизеля окончательно рекомендуется как «предельно» высокая степень сжатия  $\epsilon=25-30$  (с относительным расходом топлива  $g_e=213-214$  г/(кВт·ч), с «запальной» порцией топлива в 14-26% (процентное отношение  $Q'_1/Q_1$  в строках 4 и 5 табл., т.е. соответственно указанному диапазону  $\epsilon$ ) и более высокой температурой  $T_y$  в конце первого периода подачи топлива - 1161-1392 К против 877 К для  $\epsilon=39,7$ , благоприятной для развития последующего процесса сгорания топлива; при этом последующая доля топлива должна впрыскиваться в строго заданный промежуток по углу поворота коленчатого вала  $\alpha^\circ$  (см. табл.).

Использование изобретения позволяет повысить экономичность (топливную) ДВС за счет увеличения термического и эффективного КПД путем совершенствования (повышения эффективности) теплового цикла его работы (при сохранении давления сгорания топлива по условиям прочности и газовой плотности стыка торца цилиндра с цилиндрической крышкой).

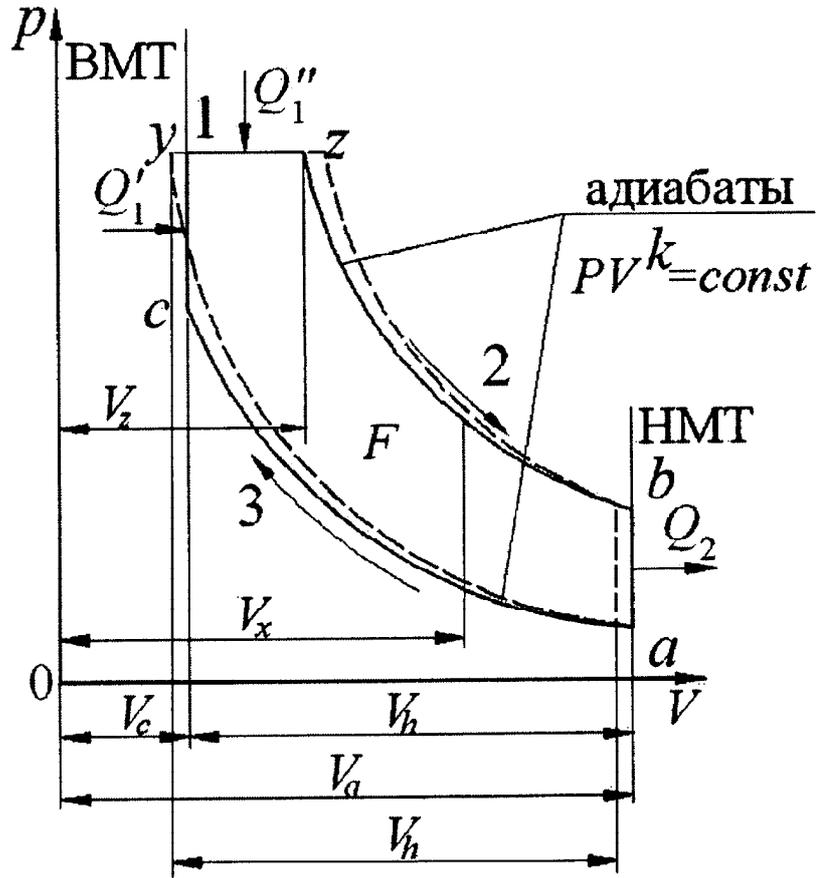
## Формула изобретения

1. Способ работы двигателя внутреннего сгорания путем впуска в цилиндр воздуха, сжатия его, впрыска топлива в надпоршневое пространство в виде двух разнесенных во времени порций, соответственно первой до верхней мертвой точки, а второй не раньше верхней мертвой точки, сгорания топлива, расширения и выпуска продуктов сгорания, отличающийся тем, что обеспечивают степень сжатия, равную 25-30, при этом первую порцию топлива впрыскивают за период задержки воспламенения в количестве, равном 14-26% от суммы двух порций, а вторую - после окончания периода задержки воспламенения первой порции.

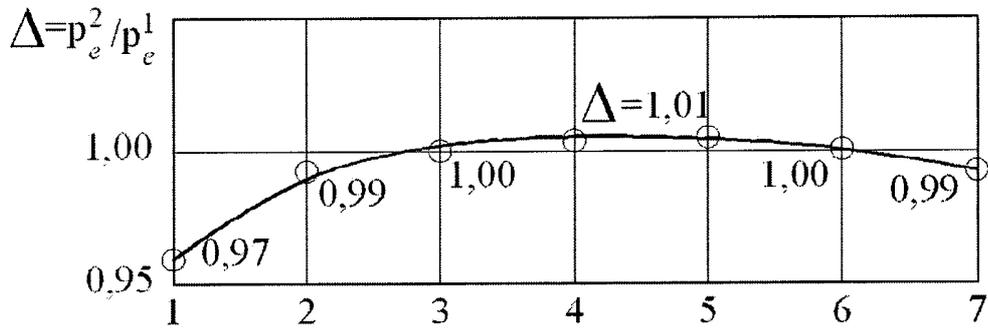
2. Способ по п.1, отличающийся тем, что вторую порцию топлива впрыскивают за время поворота коленчатого вала двигателя на угол от 7 до 9° при числе оборотов коленчатого вала, равном 3000 1/мин.

3. Способ по п.1 или 2, отличающийся тем, что вторую порцию топлива впрыскивают равномерно по углу поворота коленчатого вала.

4. Способ по п.1 или 2, отличающийся тем, что впрыск топлива осуществляют при величине давления сгорания топлива не более 12 МПа.



Фиг. 1



Фиг. 2