

УДК 621.01:539.4.001.2(075.8)

## НАДДУВ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВНУТРИКАРТЕРНОГО ОБЪЁМА

*Эфрос В.В., Гаврилов А.А., Шарпов Н.А.*

*Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых Министерства образования и науки Россия, Владимир (600000, г. Владимир, ул. Горького, 87) nek-s@yandex.ru*

Рассмотрена проблема повышения мощностных показателей одноцилиндрового четырёхтактного дизеля путём применения наддува. Предложена новая схема, где давление создаётся за счёт изменения внутрикартерного объёма, без дополнительных агрегатов. Приведена математическая модель процесса наддува с использованием внутрикартерного объёма, которая позволяет получить данные для построения графиков изменения давления газов в цилиндре дизеля и других показателей в течение процессов впуска, сжатия, сгорания, расширения и выпуска. Уравнения и эмпирические зависимости в математической модели термодинамических процессов в поршневом двигателе, включающие уравнения баланса энергии, сохранения массы, состояния, предполагают использование квазистационарного метода их решения. По результатам теоретического исследования построена зависимость эффективной мощности от объёма внутрикартерного пространства, которая показывает, что применения данного метода наддува позволяет повысить мощность дизеля на 5 % при внутрикартерном объёме  $V_r = 5$  дм<sup>3</sup> и на 15 % при  $V_r = 2,5$  дм<sup>3</sup>.

Ключевые слова: одноцилиндровый дизель, наддув.

## SUPERCHARGING SINGLE CYLINDER ENGINE USING THE CRANK-CHAMBER VOLUME

*Efros V.V., Gavrilov A.A., Sharapov N.A.*

*Vladimir State universities named after Alexander G. and Nicholas G. Stoletovs Ministry of Education and Science of Russia, Vladimir (600000, Vladimir, Gorky Str., 87) nek-s@yandex.ru*

This article discusses the problem of increasing cardinality performance single-cylinder four-stroke diesel engines through the use of boost. A new scheme of boost, where the pressure is created by changing the crank-chamber volume, no additional units. A mathematical model of the process to boost the use of the crank-chamber volume, which allows the data to plot changes in gas pressure in the cylinder diesel engine and other indicators for the processes the intake, compression, combustion, expansion and exhaust. Equations and empirical relationships in a mathematical model of the thermodynamic processes in piston engines, including the energy balance equation, mass conservation condition, make use of the crank-chamber method of solving them. According to the results of theoretical research a plot of the effective power of the volume of the crank-chamber space, which shows that the application of this method allows to increase the power turbocharging diesel by 5% if the crank-chamber volume  $V_r = 5$  dm<sup>3</sup> and 15% at  $V_r = 2,5$  dm<sup>3</sup>.

Keywords: single-cylinder diesel, boost.

Малоразмерные дизели являются основным источником энергии для малотоннажных транспортных средств, сельскохозяйственной техники, насосов, генераторных установок и других средств малой механизации.

Одним из эффективных методов повышения литровой мощности, экономических и экологических показателей дизелей является газотурбинный наддув. Однако его практическая реализация на малоразмерных одноцилиндровых дизелях затруднена в связи со сложностью изготовления турбокомпрессора малого диаметра, требующегося для их наддува [4].

Для повышения мощности бензиновых одноцилиндровых двухтактных двигателей применяется кривошипно-камерная продувка, которая осуществляется за счёт изменения объёма кривошипной камеры [5]. По аналогии с этим была разработана схема (рис.1) наддува четырёхтактного одноцилиндрового дизеля с использованием внутрикартерного объёма дизеля и соответствующая этому способу математическая модель процесса газообмена.

Предложенная математическая модель позволяет получить данные для построения графиков изменения давления газов в цилиндре двигателя и других показателей в течение процессов впуска, сжатия, сгорания, расширения и выпуска.

Последующее сравнение их с экспериментальными индикаторными диаграммами даёт возможность оценить достоверность полученных результатов расчета.

Системы уравнений и эмпирические зависимости в математической модели термодинамических процессов в поршневом двигателе, включающие уравнения баланса энергии, сохранения массы, состояния, предполагают использование квазистационарного метода их решения.

Процессы газообмена цилиндра и внутрикартерного объёма описываются системами уравнений [2]:

- в цилиндре

$$\frac{dM}{d\varphi} = \frac{-G + G_{PC} - G_{CS} + G_{SC} + G_1 - G_{1S}}{6n_d};$$

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{k}{V} \left\{ p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{R}{6n_d} \left[ -GT + \frac{c_p^p}{c_p} G_{PC} T_P - G_{CS} T + \frac{c_p^s}{c_p} (G_{SC} + G_1) T_S - G_{1S} T - \frac{dQ_{To}}{c_p d\varphi} \right] \right\};$$

$$T = pV / (R M),$$

- во впускном трубопроводе

$$\frac{dp_s}{d\varphi} = \frac{R}{6n_d V_s} \left[ G_k T_k - (G_1 + G_{SC})_J T_s + \frac{c_p}{c_p^s} (G_{1S} + G_{CS}) T + \frac{E_s}{c_p^s} \right];$$

$$\frac{dT_s}{d\varphi} = \frac{RT_s}{p_s c_p^s} \frac{dp_s}{d\varphi};$$

- во внутрикартерном объёме

$$\frac{dp_R}{d\varphi} = \frac{R}{6n_d V_R} (G_{OR} T_O - G_K T_R);$$

$$\frac{dT_R}{d\varphi} = \frac{T_R R}{p_R c_p^R} \frac{dp_R}{d\varphi};$$

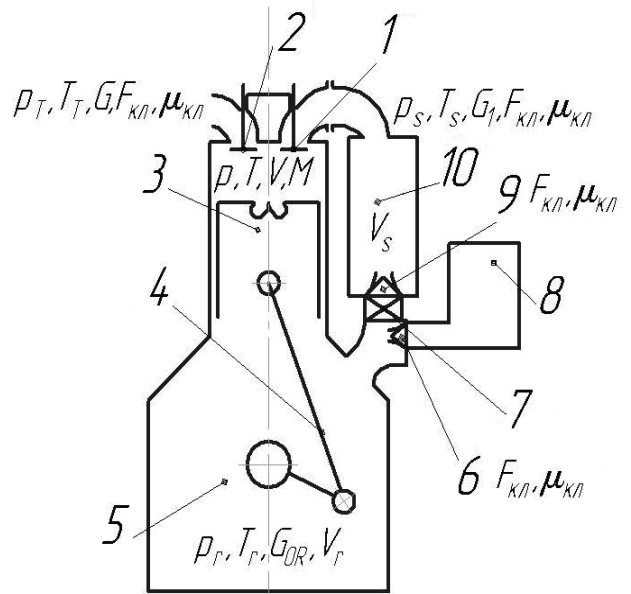


Рис. 1 Схема наддува четырёхтактного одноцилиндрового дизеля с использованием давления во внутрикартерном объёме:

1 – впускной клапан; 2 – выпускной клапан; 3 – поршень; 4 – шатун; 5 – внутрикартерный объём; 6 – впускной обратный клапан; 7 – маслоуловитель; 8 – воздушный фильтр; 9 – обратный клапан ресивера; 10 – ресивер

где  $p, T, M, V$  – текущие значения давления, температуры, массы и объёма рабочего тела в цилиндре;

- $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала, ° ПКВ;
- $n_d$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>;
- $k, R$  – показатель адиабаты и газовая постоянная;
- $p_p, T_p, p_s, T_s, p_R, T_R$  – давления и температуры газа в выпускном трубопроводе, воздуха во впускном трубопроводе и внутрикартерном объёме;
- $G, G_1$  – расходы газа и воздуха (свежего заряда) через клапаны в процессах выпуска и впуска;
- $G_{PC}$  – расход газа через выпускной клапан при возможном ( $p_p > p$ ) возврате их из трубопровода в цилиндр;
- $G_{CS}, G_{SC}$  – расходы газов при забросе их ( $p > p_s$ ) во впускной трубопровод при перекрытии клапанов и возврате в цилиндр;
- $G_{IS}$  – расход при обратном выбросе ( $p > p_s$ ) рабочего тела из цилиндра во впускной трубопровод в такте сжатия;
- $G_T, G_K, G_{OR}$  – расход газов через выходное отверстие выпускного трубопровода, воздуха (свежего заряда) входное сечение впускного трубопровода и в внутрикартерный объём;
- $c_p, c_p^p, c_p^s$  – теплоёмкости рабочего тела в цилиндре, выпускном и впускном трубопроводах;
- $Q_{TO}$  – количество теплоты, участвующей в теплообмене между газом и стенками цилиндрического пространства;
- $V_s, V_R$  – объём впускной системы (включающий объём трубопроводов и каналов в головках цилиндров) и внутрикартерного объёма;
- $E_s$  – кинетическая энергия потока свежего заряда.

Расходы воздуха и газа через клапаны и отверстия трубопроводов вычисляются по уравнениям [3]

$$G = \mu F \psi p / \sqrt{RT};$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $F$  – площадь сечения отверстия;  $p, T$  – давление и температура в резервуаре откуда идет истечение;  $\psi$  – функция, зависящая от отношения давлений  $p/p_0$ ;  $p_0$  – давление в объеме (среде), куда идет истечение.

Зависимость коэффициента расхода через клапан от перемещения клапана описывается полиномом  $\mu_{KL} = 1,06 - B h_{KL}$ . При расчёте задаётся среднее за цикл значение  $\mu_{KL\text{cp}}$  по которому в программе вычисляется коэффициент полинома  $B$

$$B = (1,06 - \mu_{KL\text{cp}}) / h_{KL\text{cp}}.$$

Кинетическая энергия движущегося по трубопроводу газа связана с расходом зависимостью

$$E = \frac{G^3}{12 n V_{TP}} \sqrt{\frac{R T_{TP}}{F_{TP} p_{TP}}}.$$

Математическая модель процесса выгорания топлива в цилиндре базируется на использовании уравнения баланса энергии и характеристик тепловыделения [1]. Параметры процесса сгорания описываются:

– *угол задержки воспламенения смеси эмпирической зависимостью*

$$\varphi_i = K_i w_{\Pi} \sqrt{\frac{T_H}{p_H}} e^{\frac{E_a}{\mu R T_H}},$$

где  $p_n, T_n$  – давление (Па) и температура (К) рабочего тела в цилиндре в момент начала впрыска топлива в дизеле;  $w_{\Pi}$  – средняя скорость поршня, м/с;  $K_i$  – коэффициент, зависящий от типа двигателя ( $K_i=5,5 \dots 6,5$  – дизель);  $E_a$  – энергия активации ( $E_a \approx 25000$  кДж/кг – для двигателей с воспламенением от сжатия);  $\mu R = 8,315$  кДж/(кг град).

– количество теплоты (Дж), выделившейся в цилиндре за период продолжительности выгорания топлива

$$Q_Z = \xi_Z H_U m_t,$$

где  $H_U$  – низшая теплота сгорания топлива;  $\xi_Z$  – коэффициент использования теплоты;  $m_T$  – цикловая масса топлива;

– внутренние энергии рабочего тела в цилиндре в момент воспламенения топливо-воздушной смеси

$$U_C = (M_1 c_V + M_r c_V'' ) (T_C - 273)$$

и в рассчитываемый промежуток времени

$$U_X = (M_{1X} c_V + M_{2X} c_V'' ) (T_X - 273),$$

где  $M_1, M_{1X}$  – массы воздуха в процессе сжатия и в данный момент времени процесса сгорания;  $M_r, M_{2X}$  – массы остаточных газов и продуктов сгорания в рассматриваемый элементарный промежуток времени;  $T_C, T_X$  – температуры рабочего тела в момент воспламенения смеси и текущая при горении топлива;  $c_V, c_V''$  – изохорные теплоёмкости воздуха и продуктов сгорания при соответствующих температурах.

Изменение текущего состава рабочего тела массой  $M = M_{1X} + M_{2X}$  в процессе сгорания определяется относительной долей выгоревшего топлива  $x$ :

$$\Delta M_X = x M_{1X}; \quad \text{масса воздуха } M_{1X} - \Delta M_X; \quad \text{масса продуктов сгорания } M_{2X} + \Delta M_X.$$

Относительная доля выделившейся теплоты  $x = Q_{\varphi} / Q_Z$  к рассматриваемому моменту времени или выгоревшего топлива вычисляются по уравнению  $x = 1 - e^Y$ , где для дизеля

$$Y = -6.908 \left[ \left( \frac{Q_{B\varphi}}{Q_Z} \right)^{m_B} + \left( \frac{Q_{D\varphi}}{Q_Z} \right)^{m_D} \right];$$

$Q_{B\varphi}, Q_{D\varphi}$  – текущие количества теплоты, выделившиеся к рассматриваемому промежутку времени при объёмном и диффузионном сгорании ( $Q_B + Q_D = Q_Z$ );  $m_B, m_D$  – соответствующие показатели характера сгорания.

Скорость выделения теплоты  $dx/d\varphi$  (выгорания топлива) определяется численным дифференцированием, а доля теплоты выделившейся за рассматриваемый промежуток времени (один градус поворота коленчатого вала, ° п.к.в.)  $\Delta x = x_{\varphi} - x_{\varphi-1}$ . Приращение давления в процес-

$$\text{се сгорания } \frac{dp}{d\varphi} = \frac{\partial p_V}{\partial \varphi} + \frac{\partial p_{Q_Z}}{\partial \varphi} + \frac{\partial p_{Q_{To}}}{\partial \varphi},$$

где  $\frac{\partial p_V}{\partial \varphi} = -\frac{k p dV}{V d\varphi}$  – приращение давления вследствие изменения объёма цилиндра;

$\frac{\partial p_{Q_Z}}{\partial \varphi} = \frac{1}{V} (Q_Z + U_C - U_X) \frac{dx}{d\varphi}$  – приращение давления вследствие подвода теплоты (сгорания топлива);

$$\frac{\partial p_{Q_{To}}}{\partial \varphi} = \frac{6nR}{c_p V} \frac{dQ_{To}}{d\varphi} \quad \text{– влияние теплообмена со стенками цилиндра.}$$

Текущие давление и температура газа в цилиндре

$$p_{\varphi} = p_{\varphi-1} + \Delta p; \quad T = pV / (RM).$$

При вычислении давления и температуры в процессе сгорания определяются их максимальные значения и соответствующие углы п.к.в.

Уравнения для определения давления и температуры газа в процессе расширения такие же, как и для процесса сжатия.

На рис.2 приведены результаты расчётного исследования внутрикартерного объёма на показатели наддува дизеля ТМЗ-520Д с исходной мощностью 9,5 кВт. Расчёт проводился при полной подаче топлива  $G_T = 3,5$  кг/ч, объёме ресивера  $3,5$  дм<sup>3</sup> и частоте вращения  $3600$  мин<sup>-1</sup>.

Результаты исследования показывают, что применение данного метода наддува позволяет повысить мощность дизеля на 5 % при внутрикартерном объёме  $V_T = 5$  дм<sup>3</sup> и на 15 % при  $V_T = 2,5$  дм<sup>3</sup>.

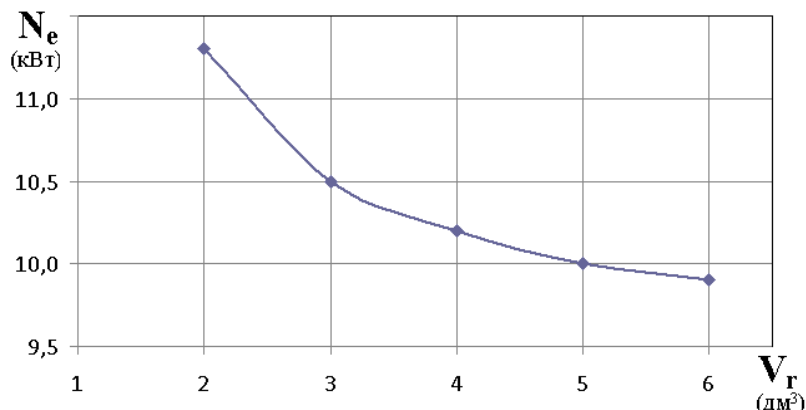


Рис. 2. Влияние изменения внутрикартерного объёма на эффективную мощность дизеля

### Список литературы

1. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. – М.: Машгиз, 1962. – 272 с.
2. Гаврилов А.А., Эфрос В.В. Импульсная система наддува четырехтактных малоцилиндровых дизелей // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997, №10, №11. – С. 16–18; 24–27.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для вузов / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1983. – 375с.
4. Хак Г., Лангкабель. Турбодвигатели и компрессоры. – М.: Издательство Астель, 2003. – 351 с.
5. Эфрос В.В., Панов В.В., Белов В.В. Двухтактные бензиновые двигатели внутреннего сгорания / Владим. гос. ун-т. – Владимир, 1998. – 260 с.

### Рецензенты:

Кульчицкий А.Р., д.т.н., профессор, заместитель главного конструктора по испытаниям ООО «Владимирский моторо-тракторный завод», г. Владимир.

Гоц А.Н., д.т.н., профессор кафедры тепловых двигателей и энергетических установок Владимирского государственного университета имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых Министерства образования и науки, г. Владимир.