

УДК 621.791.035

А. Н. Карташевич, С. А. Плотников, П. Ю. Малышкин, С. В. Курзенков

МЕТОД РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЯ С НАДДУВОМ, ОХЛАДИТЕЛЕМ НАДУВОЧНОГО ВОЗДУХА С СИСТЕМОЙ ПОДАЧИ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА

UDC 621.791.035

A. N. Kartashevich, S. A. Plotnikov, P. Y. Malyshkin, S. V. Kurzenkov

METHOD FOR CALCULATION AND DESIGN OF A SUPERCHARGED DIESEL ENGINE WITH A CHARGE AIR COOLER AND SYSTEM OF GAS FUEL SUPPLY

Аннотация

Приводится метод расчета и проектирования дизеля с наддувом и охладителем надувочного воздуха с системой подачи газового топлива. Получены зависимости проходного сечения клапана объема цилиндра, скорости поршня, массового расхода воздуха через впускной клапан в зависимости от угла поворота коленчатого вала в период перекрытия клапанов механизма газораспределения. Определено место подачи газового топлива во впускном коллекторе дизеля.

Ключевые слова:

дизель, газовое топливо, форсунка, газовый факел, место впрыска.

Abstract

The paper presents the method for calculation and design of a supercharged diesel engine having a charge air cooler and a system of gas fuel supply. The dependencies were established between the flow area of the valve, cylinder volume, piston speed, mass air flow through the inlet valve and the angle of rotation of the crankshaft during the period of valve overlap in the gas distribution mechanism. The place of introduction of gas fuel into the intake manifold of the diesel engine was determined.

Key words:

diesel, gas fuel, nozzle, gas torch, place of injection.

Введение

Вредные вещества, выбрасываемые вместе с отработавшими газами в окружающую среду, оказывают отрицательное воздействие на атмосферу, почву, воду, растения, животных и людей. В отработавших газах (ОГ) дизельных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в больших количествах присутствуют твердые частицы С и оксиды азота NO_x [1, 2].

Процесс впуска в двигателях предназначен для наполнения цилиндров свежим зарядом. Он оказывает

значительное влияние на экологические, мощностные и экономические показатели двигателя, несмотря на то, что является вспомогательным.

При разработке системы подачи газа возникает необходимость в определении места подачи газового топлива во впускном коллекторе. Наиболее целесообразно для рассматриваемого дизеля осуществлять индивидуальное впрыскивание газового топлива (ГТ) во впускной коллектор перед впускным клапаном. При слишком близком расположении места подачи ГТ к впускному клапану дизеля происходит перете-



кание газовой смеси в выпускной коллектор в момент перекрытия клапанов, это приводит к увеличению углеводородов C_nH_m в ОГ, увеличению вероятности воспламенения газовой смеси в выпускном коллекторе (хлопковый эффект) [3] и повышению температуры турбокомпрессора. При слишком далеком расположении места подачи ГТ к впускному клапану дизеля газ будет впрыскиваться и находиться во впускном коллекторе, контактируя со стенками коллектора, клапанами, и негерметичность впускного клапана приведет к воспламенению газовой смеси во впускном коллекторе, что может привести к разрушению впускного коллектора, охладителя надвучного воздуха (ОНВ) и турбокомпрессора. Кроме этого, нагретый газ уменьшает наполнение цилиндров свежим зарядом, что снижает эффективность системы ОНВ и неравномерно распределяется по цилиндрам двигателя.

Цель исследований – улучшение экологических и технико-экономических показателей дизельного двигателя путем подачи ГТ во впускной коллектор. Для достижения заданной цели возникает необходимость в определении места подачи ГТ во впускном коллекторе дизеля. В связи с этим были поставлены следующие задачи:

- определить и проанализировать момент перекрытия клапанов;
- создать расчетную схему места подачи ГТ во впускной коллектор дизеля;
- разработать метод расчета для определения места подачи ГТ во впускной коллектор дизеля;
- рассчитать количество воздуха, прошедшего через каналы клапанов в момент их перекрытия;
- определить место во впускном коллекторе двигателя, в котором следует подавать ГТ.

Это позволит учесть «буферный» объем воздуха, используемый для продувки цилиндра двигателя, и тем самым исключить попадание ГТ в выпускной

коллектор и соседний цилиндр дизеля в момент продувки, а значит создать условия для более равномерной подачи ГТ.

Для двигателя Д-245.5S2, имеющего механическую систему подачи дизельного топлива (ДТ), впрыск газового топлива можно осуществлять отдельной газовой системой [4] асинхронно во впускной коллектор без ухудшения точности дозирования, экологических и мощностных показателей двигателя.

Определение места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля

Представим схему впускного коллектора дизеля Д-245.5 с газотурбинным наддувом, ОНВ и газовой системой питания (рис. 1).

Для упрощения восприятия расчетов впускной коллектор выпрямим и расчетную схему по определению места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля представим на рис. 2.

Место, в котором следует подать газовое топливо во впускной коллектор дизеля (см. рис. 1 и 2, точка В), найдем по формуле

$$l_{\phi} + l \leq L_{уст} \leq L_{max}, \quad (1)$$

где l_{ϕ} – длина газового факела, м; l – длина цилиндра патрубка, м; L_{max} – длина впускного коллектора до разветвления, м (см. рис. 1 и 2, точка А).

Длину цилиндра l патрубка определим по формуле

$$l = V_{п} / S_{вп}, \quad (2)$$

где $V_{п}$ – объем цилиндра патрубка, m^3 ; $S_{вп}$ – площадь сечения патрубка впускного коллектора, m^2 .

Объем цилиндра патрубка

$$V_{п} = V_{вп} + V_{к}, \quad (3)$$

где $V_{вп}$ – объем воздуха, прошедшего через клапанную щель в период перекрытия клапанов (от момента открытия впускного клапана до момента закрытия



выпускного клапана), м³; V_k – объем стержня впускного клапана, м³;

$$V_k = \frac{\pi d_{ст.к}^2}{4} H', \quad (4)$$

где $d_{ст.к}$ – диаметр стержня клапана, м; H' – длина впускного клапана, находящегося в коллекторе (см. рис. 1 и 2), м.

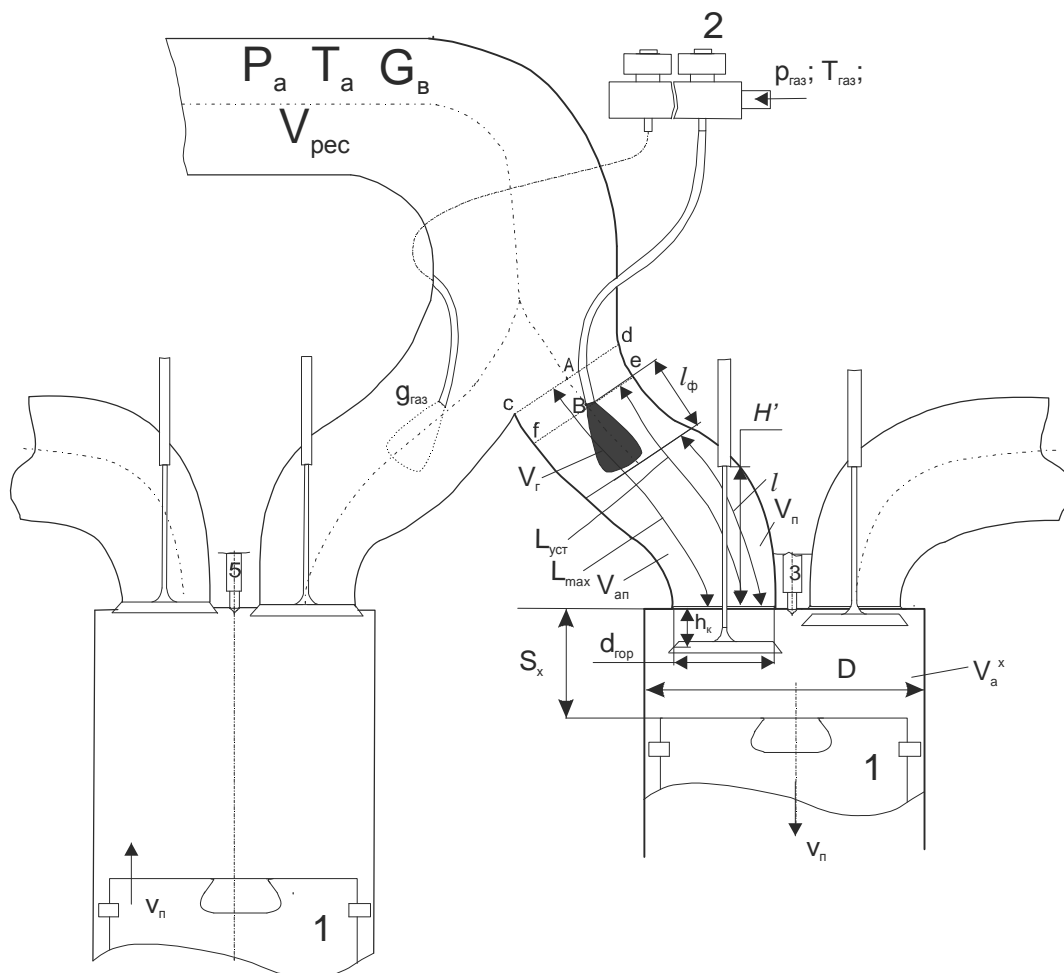


Рис. 1. Схема впускного коллектора дизеля Д-245.5S2 с газотурбинным наддувом, ОНВ и газовой системой питания: 1 – поршень; 2 – газовая форсунка; 3 – форсунка подачи ДТ

Газовый факел представим в виде усеченного конуса, объем которого можно определить по формуле

$$V_r = \frac{1}{3} \pi l_\phi (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2), \quad (5)$$

где r_1, r_2 – радиусы меньшего и большего основания конуса соответственно, м.

Угол наклона образующей

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d_2 - d_1}{2l_\phi} = \frac{r_2 - r_1}{l_\phi}, \quad (6)$$

где α – угол наклона образующей, рад; d_1, d_2 – диаметр соответственно меньшего и большего основания конуса, м;

Из формулы (6) длина газового факела

$$l_\phi = \frac{r_2 - r_1}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (7)$$



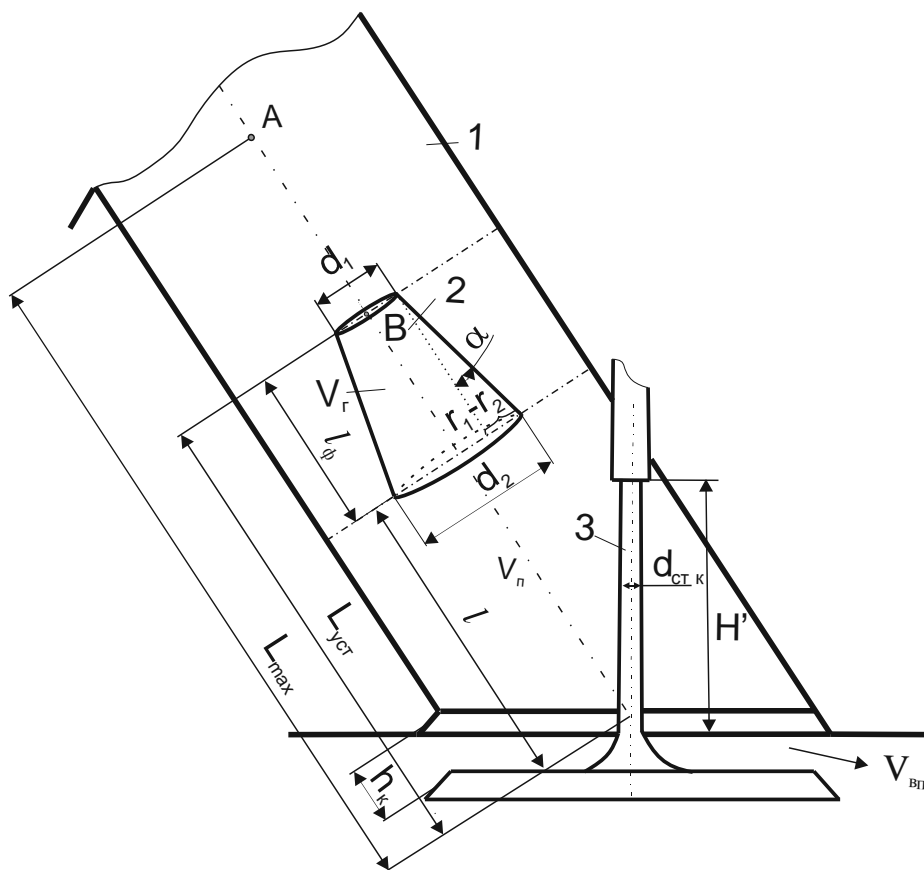


Рис. 2. Расчетная схема по определению места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля: 1 – впускной коллектор дизеля; 2 – факел газового топлива; 3 – впускной клапан

После преобразования формулы (5) получим

$$V_g = \frac{1}{3} \pi \frac{r_2 - r_1}{\operatorname{tg} \alpha} (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2) = \frac{1}{3} \pi \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (8)$$

далее

$$r_2^3 - r_1^3 = \frac{3V_g \operatorname{tg} \alpha}{\pi}. \quad (9)$$

Радиус большего основания конуса

$$r_2 = \sqrt[3]{r_1^3 + \frac{3V_g \operatorname{tg} \alpha}{\pi}}. \quad (10)$$

Длина газового факела

$$l_\phi = \frac{\sqrt[3]{r_1^3 + \frac{3V_g \operatorname{tg} \alpha}{\pi}} - r_1}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (11)$$

При использовании газовых форсунок с электромагнитным управлением объем факела газового топлива рассчитаем по формуле [5]

$$V_g = f_c v_t \Delta t, \quad (12)$$

где f_c – проходное сечение сопла, м^2 ; v_t – скорость движения газового топлива через сопло, м/с ; Δt – длительность подачи топлива, с .

При постоянном давлении топлива p_t скорость движения v_t газового топлива неизменна и количество впрыскиваемого топлива может зависеть от длительности открытия форсунки [5].



С учетом формул (11) и (12) длину газового факела определим по формуле

$$l_{\phi} = \frac{\sqrt[3]{r_1^3 + \frac{3(f_c v_{\tau} \Delta t) \operatorname{tg} \alpha}{\pi}} - r_1}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (13)$$

Прходное сечение сопла газовых форсунок с электромагнитным управлением

$$f_c = \frac{\pi d_{\text{ж}}^2}{4}, \quad (14)$$

где $d_{\text{ж}}$ – диаметр жиклера газовой форсунки, м.

Теоретическую скорость движения газового топлива через сопло форсунки определим по уравнению [6]

$$v_{\tau} = \sqrt{2 \frac{(p_0 - p_1)}{\rho_{\tau}}}, \quad (15)$$

где p_0 – давление газового топлива, Па; p_1 – давление воздуха во впускном коллекторе, Па; ρ_{τ} – плотность газового топлива (в газообразном состоянии), кг/м³.

Зависимости длины газового факела от длительности подачи газового топлива при $d_{\text{ж}} = 0,0015$ м, $(p_0 - p_1) = 56 \cdot 10^3$ Па, $d_1 = 0,006$ м представим на рис. 3, а, зависимости длины газового факела от разности давления $(p_0 - p_1)$ при $d_{\text{ж}} = 0,0015$ м, $\Delta t = 0,009$ с, $d_1 = 0,006$ м – на рис. 3, б.

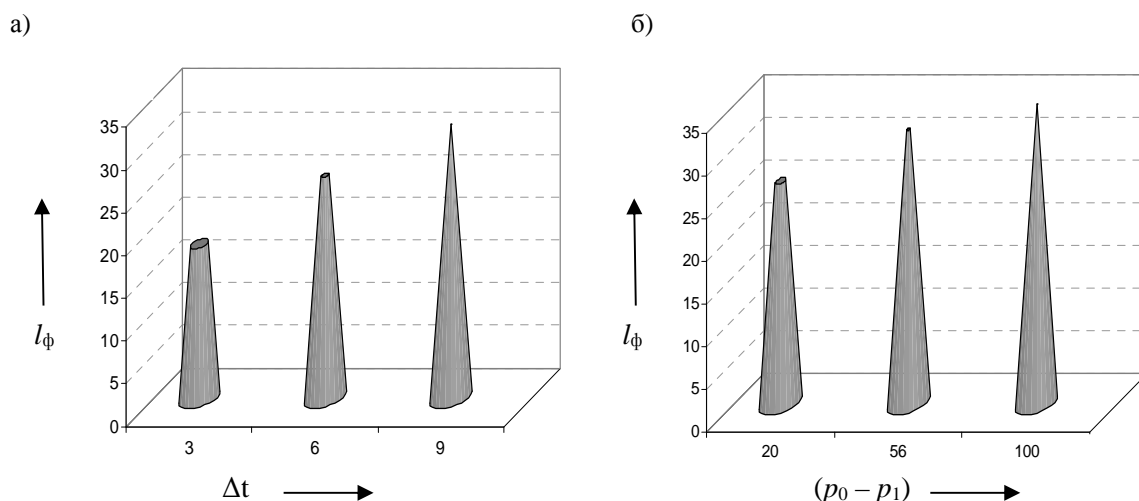


Рис. 3. Изменение длины газового факела: а – от длительности подачи газового топлива; б – от разности давления $(p_0 - p_1)$

При определении массового расхода воздуха через впускной клапан принимаем некоторые допущения.

1. Давление воздуха перед клапаном не изменяется (впуск не дросселируется).

2. Температура воздуха перед клапаном не изменяется.

Масса воздуха, проходящего через клапан,

$$Q_{\tau}(\varphi) = \frac{P}{RT} f_{\text{кл}}(\varphi) v_{\text{п}}(\varphi), \quad (16)$$

где P – давление воздуха перед клапаном, Па; R – универсальная газовая постоянная для воздуха, Дж/(кг·К); T – температура воздуха перед клапаном, К; $f_{\text{кл}}$ – текущая площадь проходного сечения клапана, м²; $v_{\text{п}}$ – текущая скорость поршня, м/с.



В дифференциальном виде

$$\frac{dQ_r(\varphi)}{d\varphi} = \frac{P}{RT} \left(f_{\text{кл}} \frac{dv_{\text{п}}}{d\varphi} + v_{\text{п}} \frac{df_{\text{кл}}}{d\varphi} \right), \quad (17)$$

где $\frac{dQ_r(\varphi)}{d\varphi}$ – массовый расход воздуха через клапан в зависимости от угла поворота коленчатого вала, кг/рад.

Дифференциальное уравнение (17) позволяет вычислить массовый расход воздуха через клапан для любого угла поворота коленчатого вала (ПКВ) в процессе впуска.

Прходное сечение клапана с коническим уплотнением при высоте подъема клапана h_k в рассматриваемый момент времени [6] найдем по формуле

$$f_{\text{кл}} = \pi h_k (d_{\text{гор}} \cos \beta + h_k \sin \beta \cos^2 \beta), \quad (18)$$

где β – угол наклона фаски клапана, рад; h_k – высота подъема клапана, м; $d_{\text{гор}}$ – диаметр горловины впускного коллектора, м.

Если диаметр горловины впускно-

го коллектора неизвестен, то его можно определить по формуле

$$d_{\text{гор}} = \kappa_1 D, \quad (19)$$

где κ_1 – эмпирический коэффициент, $\kappa_1 = 0,38 \dots 0,42$ [6]; D – диаметр цилиндра, м.

Высота подъема клапана зависит от принятого в расчетах закона подъема клапана, который, в свою очередь, зависит от профиля кулачка распределительного вала. Профиль кулачка имеет четыре участка: $A-C$, $C-B$, $B-C'$ и $C'-A'$.

Зная профиль кулачка распределительного вала и тип толкателя, определим подъем клапана.

Высоту подъема клапана для выпуклого кулачка с плоским толкателем для первого участка кулачка от A до C (рис. 4) рассчитаем по формуле [6]

$$h_k = (r_1 - r_0)(1 - \cos \varphi_{p1}), \quad (20)$$

где r_0 – радиус начальной окружности.

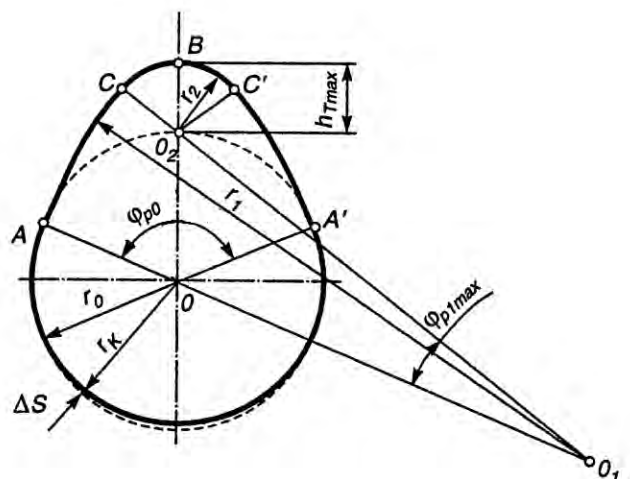


Рис. 4. Схема профиля кулачка распределительного вала

Точки A и A' (см. рис. 3) являются точками начала открытия и конца закрытия клапана. Точку B находят по величине максимального подъема толкателя $h_{\text{кл.мак}}$. Без учета зазоров при верхнем расположении клапанов и наличии

коромысла

$$h_{\text{т.мак}} = h_{\text{кл.мак}} l_{\text{т}} / l_{\text{кл}},$$

где $l_{\text{т}}$ и $l_{\text{кл}}$ – длина плеч коромысла, прилегающих к толкателю и клапану соответственно.

$$\frac{l_T}{l_{кл}} = \frac{h_{Tmax}}{h_{кл max}}. \quad (21)$$

Отношение $l_T / l_{кл}$ выбирается по конструктивным соображениям [6].

Высота подъема клапана с учетом длин плеч коромысел

$$h_k = \frac{l_T}{l_{кл}} (r_1 - r_0) (1 - \cos \varphi_{pl}), \quad (22)$$

где r_1 – кривизна образующей AC (см. рис. 3).

Согласно условию неразрывности струи, объем воздуха, проходящего через клапанную щель, равен текущему объему цилиндра, который выражается формулой

$$V = \frac{V_h}{2} \left[\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} - \cos \varphi - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (23)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, m^3 ; ε – степень сжатия; φ – угол поворота коленчатого вала, рад; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (постоянная кривошипно-шатунного механизма).

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для дизеля Д-245.5S2 определим по формуле

$$\lambda = \frac{R_k}{l_{ш}}, \quad (24)$$

где R_k – радиус кривошипа, м; $l_{ш}$ – длина шатуна, м.

Объем, освобождаемый поршнем при перемещении его от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ) на единицу хода поршня, определим по формуле [4]

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} H, \quad (25)$$

где D – диаметр цилиндра двигателя, м; H – ход поршня, м.

Текущая скорость поршня

$$v_{п} = \omega R \left[\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right], \quad (26)$$

где ω – текущая угловая скорость вращения коленчатого вала, рад/с; R – радиус кривошипа, м; φ – текущий угол поворота коленчатого вала, рад; k – дезоксиал, м,

$$k = \frac{a}{R_k}, \quad (27)$$

где a – величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала, м.

Для дизеля Д-245.5S2 угол начала открытия впускного клапана $\varphi_1 = 0,279$ рад (16° ПКВ) до прихода поршня в ВМТ, угол конца закрытия выпускного клапана $\varphi_4 = 0,314$ рад (18° ПКВ) после ВМТ, угол перекрытия клапанов $\varphi_1 + \varphi_4 = 0,593$ рад (34° ПКВ).

Для удобства расчетов и наглядного представления процесса перенесем начало координат в точку начала открытия впускного клапана.

Для этого запишем выражения (22) и (26) с учетом смещения координат.

Тогда текущий объем цилиндра

$$V = \frac{V_h}{2} \left[\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} - \cos(\varphi - \varphi_1) - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\varphi - \varphi_1)) \right], \quad (28)$$

где φ_1 – угол начала открытия впускного клапана, рад.

Текущая скорость поршня

$$v_{п} = \omega R_k \left[\sin(\varphi - \varphi_1) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi - \varphi_1) - k\lambda \cos(\varphi - \varphi_1) \right]. \quad (29)$$

Зависимости проходного сечения клапана, объема цилиндра, скорости поршня, массового расхода воздуха через впускной клапан от угла поворота коленчатого вала, рассчитанные по формулам (17), (18), (23) и (26) в среде Mathcad 14.0 при $d_{гор} = 0,042$ м, $\beta = \frac{\pi}{4}$,



рад, $V_h = 0,012 \text{ м}^3$, $\varepsilon = 17$, $\omega = 188,5 \text{ рад/с}$,
 $R_k = 0,0625 \text{ м}$, $l_{ш} = 0,23 \text{ м}$, $\lambda = 0,272$,

$k = 0,001 \text{ м}$, представим на рис. 5.

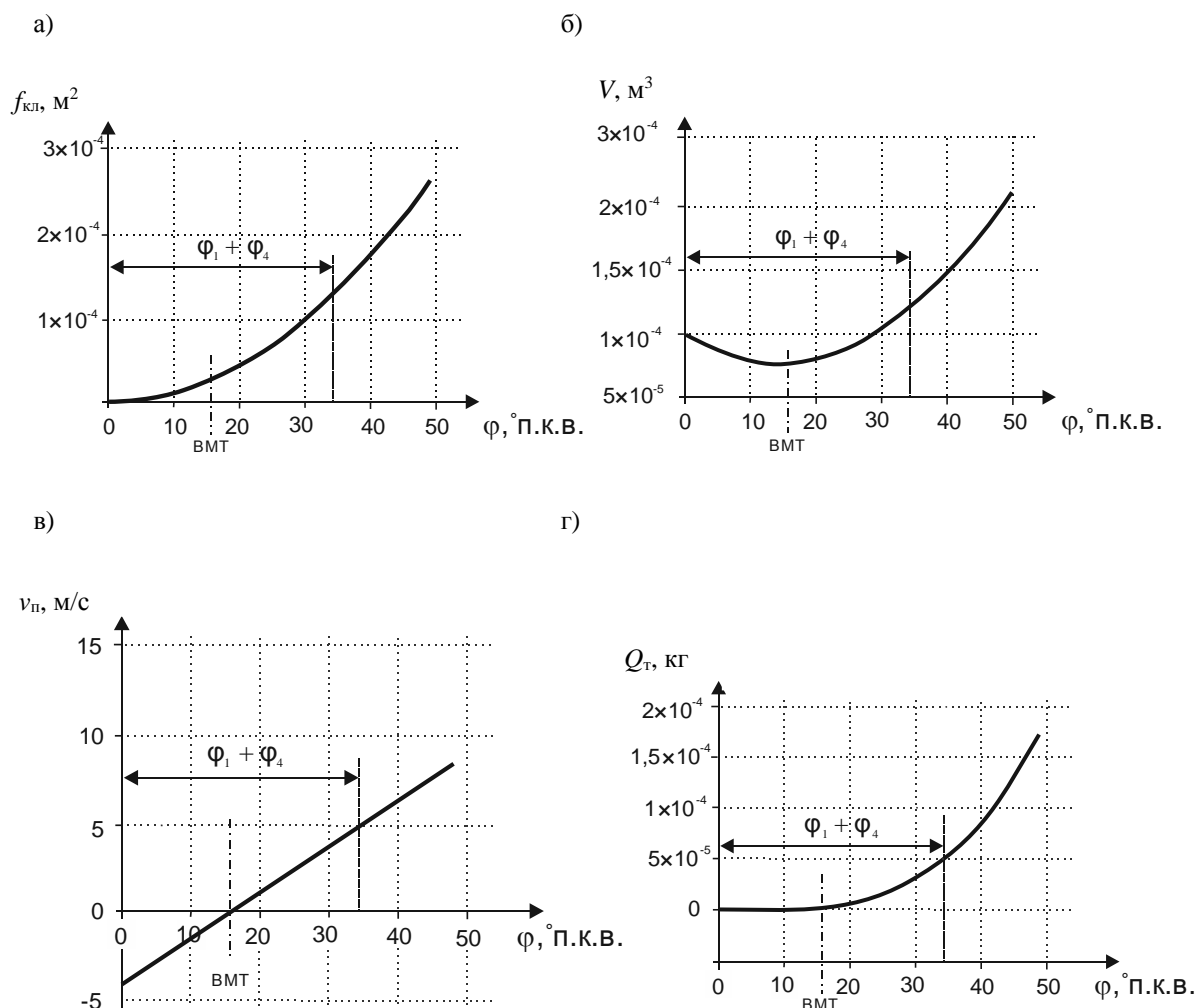


Рис. 5. Зависимости от угла поворота коленчатого вала: а – проходного сечения клапана; б – объема цилиндра; в – скорости поршня, г – массового расхода воздуха через выпускной клапан

Объемный расход воздуха через клапанную щель впускного клапана определим по формуле

$$Q_v(\varphi) = \frac{P}{RT\rho_k} f_{кл}(\varphi) v_p(\varphi), \quad (30)$$

где ρ_k – плотность заряда на впуске, кг/м^3 .

Для двигателя с наддувом плотность заряда на впуске после компрессора и ОНВ [7]

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_b T_k}. \quad (31)$$

где R_b – удельная газовая постоянная воздуха, $R_b = 287 \text{ Дж/(кг·град)}$.

Анализ полученных результатов показывает, что основное влияние на перетекание воздуха из впускного коллектора в выпускной оказывает период от ВМТ до φ_4 (т. е. момент закрытия выпускного клапана).



Для двигателей с наддувом температуру сжатого воздуха на выходе из компрессора T_k определяют по зависимости [4, 8]

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}, \quad (32)$$

где p_0 – давление окружающей среды,

МПа; p_k – давление, создаваемое компрессором, МПа; n_k – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре, для центробежных нагнетателей с охлаждением воздуха $n_k = 1,4 \dots 1,8$ [4, 8].

Объемный расход воздуха через впускной клапан, определяемый по формуле (30), представим на рис. 6.

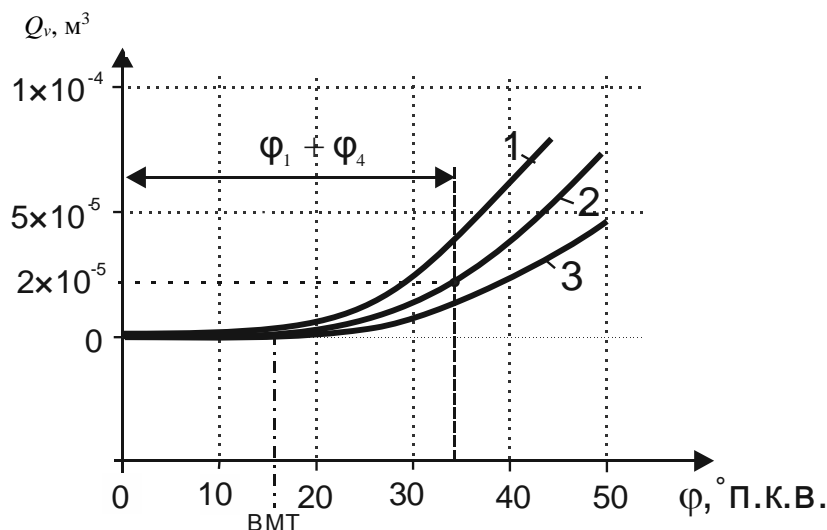


Рис. 6. Зависимость объемного расхода воздуха через впускной клапан от угла поворота коленчатого вала: 1 – $\omega = 209,4 \text{ с}^{-1}$; 2 – $\omega = 188,5 \text{ с}^{-1}$; 3 – $\omega = 146,6 \text{ с}^{-1}$

Объем воздуха, прошедшего через впускной клапан в момент перекрытия ($\varphi_1 + \varphi_4 = 0,5934$ рад (34° ПКВ), при $l_T / l_{\text{кл}} = 0,7$, $p_k = 158 \cdot 10^5$ Па, $T_k = 380$ К, $n_k = 1,6$, $\rho_k = 1,834 \text{ кг/м}^3$ для дизеля Д-245.5S2 составляет $2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$.

Длину цилиндра l патрубка с воздухом, используемого в наполнении и продувке цилиндра (при $\omega = 188,5 \text{ с}^{-1}$), определим по формулам (2), (11). $L_{\text{уст}} = 0,040109 \text{ м}$.

Заключение

1. Разработан метод расчета для определения места подачи газового топлива во впускной коллектор дизеля с наддувом и охладителем надувочного воздуха с системой подачи ГТ, позволяющий согласовать параметры двигателя

(диаметр цилиндра, ход поршня, частота вращения коленчатого вала, фазы газораспределения и др.) с параметрами газового факела, расходом воздуха через впускной клапан при перекрытии клапанов и определить место подачи ГТ во впускном коллекторе дизеля, исключая перетекание газозвдушной смеси в соседний цилиндр и выпускной коллектор в момент перекрытия клапанов.

2. Получены дифференциальные уравнения, отличающиеся тем, что начало координат переносят в точку открытия впускного клапана, это позволяет определить расход воздуха, проходящего через него, и учесть основные параметры дизеля с наддувом, охладителем надувочного воздуха и системы подачи газового топлива.

3. Представленный метод расчета



позволил определить место подачи газового топлива во впускном коллекторе дизеля Д-245.5S2, исключающее попадание ГТ в соседний цилиндр дизеля и выпускной коллектор в момент продув-

ки при подаче ГТ на расстоянии 0,040...0,075 м от кромки впускного клапана через удлинители газовых форсунок или каналы специально спроектированного коллектора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Карташевич, А. Н.** Влияние подачи газового топлива на экологические показатели дизеля / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Вестн. БГСХА. – 2013. – № 3. – С. 110–115.
2. Альтернативные виды топлива для двигателей : монография / А. Н. Карташевич [и др.]. – Горки : БГСХА, 2012. – 376 с. : ил.
3. **Левашов, М.** Применение на газобаллонных автомобилях комбинированного впрыска топлив / М. Левашов // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + Альтернативное топливо. Междунар. науч.-техн. жур. – 2007. – № 3 (33). – С. 38–41.
4. Электронная система впрыска газового топлива в дизель : пат. 10060 РБ, МПК F 02M 43/00 / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин. – Оpubл. 30.04.2014.
5. **Богатырев, А. В.** Тракторы и автомобили / А. В. Богатырев, В. Р. Лехтер ; под ред. А. В. Богатырева. – Москва : КолосС, 2007. – 400 с.
6. **Колчин, А. И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учебное пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – 4-е изд., стер. – Москва : Высшая школа, 2008. – 496 с. : ил.
7. **Карташевич, А. Н.** ДВС. Основы теории и расчета : учебное пособие / А. Н. Карташевич, Г. М. Кухаренок. – Горки : БГСХА, 2008. – 312 с.
8. **Брук, М. А.** Работа дизеля в нестационарных условиях / М. А. Брук, А. С. Виксман, Г. Х. Левин. – Ленинград : Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1981. – 208 с.

Статья сдана в редакцию 27 июня 2017 года

Анатолий Николаевич Карташевич, д-р техн. наук, проф., Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. E-mail: Kartashevich@yandex.ru.

Сергей Александрович Плотников, д-р техн. наук, проф., Вятская государственная сельскохозяйственная академия.

Сергей Владимирович Курзенков, канд. техн. наук, доц., Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. Тел.: +375-29-365-57-64.

Павел Юрьевич Малышкин, ст. преподаватель, Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. E-mail: Pavelm36@yandex.by.

Anatoly Nikolaevich Kartashevich, DSc (Engineering), Prof., Belarusian State Agricultural Academy. E-mail: Kartashevich@yandex.ru.

Sergey Aleksandrovich Plotnikov, DSc (Engineering), Prof., Vyatka State Agricultural Academy.

Sergey Vladimirovich Kurzenkov, PhD (Engineering), Belarusian State Agricultural Academy. Phone: +375-029-365-57-64.

Pavel Yuryevich Malyshkin, senior lecturer, Belarusian State Agricultural Academy. E-mail: Pavelm36@yandex.by.

