

УДК 621.791.035

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАССЫ ПРОДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ДИЗЕЛЯ С ГАЗОТУР- БИННЫМ НАДУВОМ И ОХЛАДИТЕЛЕМ НАДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

**П. Ю. МАЛЫШКИН, А. Н. КАРТАШЕВИЧ**

*УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»  
г. Горки, Беларусь, 213407, e-mail:pavelm36@yandex.by*

**С. А. ПЛОТНИКОВ**

*УО «Вятский государственный университет»  
г. Киров, Россия, 610002*

*(Поступила в редакцию 10.04. 2017)*

*С каждым годом расширяется сфера применения автотракторной техники, повышается количество и мощность силовых установок. Все это увеличивает загрязнения атмосферы токсичными компонентами отработавших газов, что оказывает болезнетворное, патологическое и психическое воздействие на человека. Одной из главных задач в двигателестроении является уменьшение дымности и токсичности отработавших газов вновь создаваемых двигателей, однако применение традиционного топлива, содержащего большое количество углерода, приводит к тому, что в отработавших газах присутствуют не только конечные продукты окисления углерода и водорода, но и токсичные компоненты неполного окисления. В статье приведены результаты исследований двигателя с газотурбинным наддувом и охладителем наддувочного воздуха, рассмотрены и проанализированы параметры, позволяющие судить о пропускной способности газораспределительного механизма, рассчитано количество воздуха, прошедшего через каналы клапанов в момент их перекрытия, рассмотрены фазы газораспределения, продолжительность открытия клапанов по углу поворота коленчатого вала и представлена диаграмма перемещения впускного и выпускного клапанов газораспределительного механизма дизеля.*

**Ключевые слова:** *дизель, перекрытие клапанов, продувка, масса продувочного воздуха.*

*Every year the sphere of application of automotive tractor technology expands, the quantity and power of power plants increases. All this increases atmospheric pollution by toxic components of exhaust gases, which has a pathogenic, pathological and mental effect on a person. One of the main tasks in engine building is to reduce the smoke and toxicity of exhaust gases from newly created engines, but the use of traditional fuel containing a large amount of carbon leads to the fact that in exhaust gases not only the final products of oxidation of carbon and hydrogen are present, but also toxic components of incomplete oxidation. The article presents results of research into an engine with a gas turbine supercharger and a charge air cooler. We have analyzed parameters that allow judging the capacity of gas distribution mechanism, calculated the amount of air that passed through the valve channels at the time of their overlap, examined the phases of gas distribution, the duration of valves opening by the angle of rotation of crankshaft, and presented a diagram of displacement of intake and exhaust valves of gas distribution mechanism of the diesel.*

**Key words:** *diesel, valve overlapping, purging, purge air mass.*

### **Введение**

Одним из актуальных вопросов современности является применение альтернативных топлив, способных заменить традиционные топлива для двигателей внутреннего сгорания. В числе таких возобновляемых топлив в настоящее время рассматриваются газовые топлива (сжатые, сжиженные газы, биогаз), водород, спирты и др., которые позволяют не только улучшить экологические показатели двигателя, но и снизить зависимость от импортируемого топлива [1].

Для Республики Беларусь приемлемым и перспективным топливом является природный, нефтяной газ и биогаз, так как в отличие от других видов топлива не нуждается в глубокой переработке и очистке [2].

При разработке системы подачи газового топлива в дизель [3], возникает необходимость в определении места подачи газового топлива во впускной коллектор (т. е. расположение газовой форсунки на впускном коллекторе дизеля относительно впускного клапана).

### **Основная часть**

*Для этого необходимо решить следующие задачи. Определить и проанализировать момент перекрытия клапанов, рассмотреть параметры, позволяющие судить о пропускной способности клапанов, рассчитать количество воздуха, прошедшего через каналы клапанов, в момент их перекрытия. И далее, исходя из количества воздуха, прошедшего через каналы клапанов, определить место, в котором следует подать газовое топливо во впуск-*

ной коллектор дизеля, исключая попадание газового топлива в выпускной коллектор дизеля в момент перекрытия клапанов (продувки) [4], а также исключить попадание газового топлива (ГТ) в соседний цилиндр (равномерность подачи ГТ). Процесс впуска в двигателях предназначен для наполнения цилиндров свежим зарядом (воздухом). Он хотя и является вспомогательным процессом, но оказывает значительное влияние на экологические, мощностные и экономические показатели двигателя.

Чтобы представить, место и роль каждого функционального элемента в системе двигателя, необходимо, прежде всего, выявить последовательную цепь взаимодействий элементов, составляющих изучаемый объект [5]. Наглядно эта цепь взаимодействий иллюстрируется функциональной схемой (рис. 1).

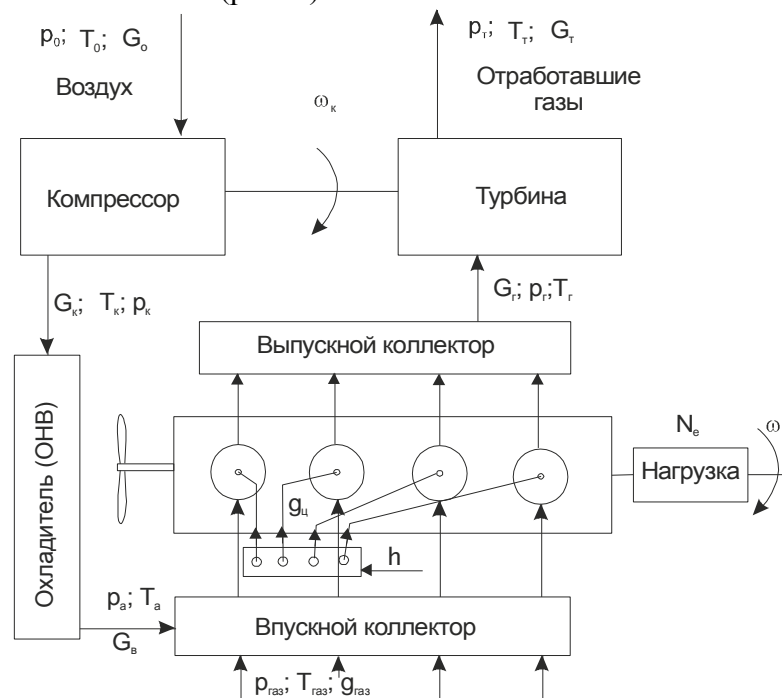


Рис. 1. Схема двигателя с газотурбинным наддувом, охладителем надувочного воздуха (ОНВ), системой подачи дизельного и газового топлива

Постоянство давления в выпускном коллекторе обеспечивается при выполнении условия:

$$G_r - G_T = 0, \quad (1)$$

где  $G_r$  – количество отработавших газов, поступивших в единицу времени из цилиндров двигателя в выпускной коллектор;  $G_T$  – количество газа, прошедшего через газовую турбину постоянного давления в ту же единицу времени.

Установившийся режим работы турбокомпрессора, характеризуемый постоянством угловой скорости  $\omega_k$  его ротора, может поддерживаться в процессе работы при равенстве крутящего момента  $M_T$  турбины моменту сопротивления  $M_H$  нагнетателя (компрессора) [5]:

$$M_T - M_H = 0. \quad (2)$$

Если принять, что условия окружающей среды остаются неизменными ( $T_0 = \text{const}$  и  $p_0 = \text{const}$ ), то производительность компрессора  $G_k$  определяется функциональной зависимостью:

$$G_k = f(\omega_k; n_k), \quad (3)$$

где  $\omega_k$  – угловая скорость ротора компрессора;  $n_k$  – степень повышения давления в нагнетателе.

Однако производительность компрессора  $G_k$  определяется потребностью двигателя в воздухе, поэтому при теоретическом равновесном режиме выполняется условие статического равновесия, определяемого уравнением (3). Зная основные параметры цилиндра двигателя, можем определить производительность компрессора [5]:

$$G_k = G_B = \frac{\eta_v \cdot \varphi_i \cdot i \cdot V_h \cdot \rho_e \cdot \omega}{\pi \cdot \tau_d}, \quad (4)$$

где  $\eta_v$  – коэффициент наполнения цилиндров двигателя;  $\varphi_i$  – коэффициент продувки;  $i$  – число цилиндров двигателя;  $V_h$  – рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>;  $\rho_e$  – плотность воздуха на впуске, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала, с<sup>-1</sup>;  $\tau_d$  – тактность двигателя.

Рассмотрим процесс наполнения четырехтактного двигателя свежим зарядом. Процесс впуска (рис. 2) условно начинается в точке  $f$  и соответствует началу открытия впускного клапана до прихода поршня в ВМТ. Заканчивается впуск при полном закрытии впускного клапана в точке  $k$ , когда поршень прошел НМТ. Таким образом, процесс наполнения четырехтактного двигателя условно можно считать состоящим из трех периодов: подготовительного, основного и последующего (дозарядки) [6]. Подготовительный период начинается с момента открытия впускного клапана (точка  $f$ ), (для исследуемого двигателя Д-245.5S2) за 16° поворота коленчатого вала (градусов п.к.в.) до прихода поршня в ВМТ, и заканчивается в ВМТ. В этот период клапан только начинает открываться, образуя узкую щель, сопротивление которой достаточно велико. Этот период необходим для того, чтобы подготовить клапан к быстрому подъему, т. е. к быстрому увеличению проходного сечения к моменту начала движения поршня после ВМТ. Таким образом, предварительное открытие впускного клапана до прихода поршня в ВМТ создает некое проходное сечение, что улучшает наполнение цилиндра свежим зарядом, а также используется для продувки цилиндров (двигатель с газотурбинным наддувом), что улучшает очистку цилиндра от ОГ [7] (уменьшает количество остаточных газов) и снижает тепловую напряженность деталей цилиндра-поршневой группы.

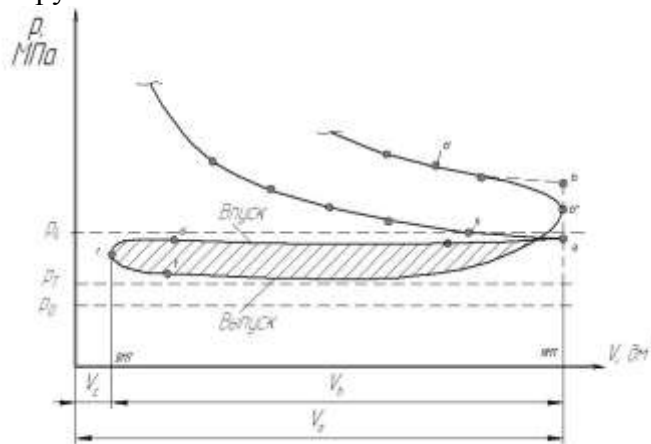


Рис. 2. Фрагмент свернутой индикаторной диаграммы дизеля с наддувом и охладителем надвучного воздуха

Продолжительность открытия впускного и выпускного клапанов по углу поворота коленчатого вала определим по формулам [8]:

$$\varphi_{i \text{ впуск}} = \varphi_1 + 180 + \varphi_2, \quad (5)$$

$$\varphi_{i \text{ выпуск}} = \varphi_3 + 180 + \varphi_4. \quad (6)$$

Для дизеля Д-245.5S2 фазы газораспределения  $\varphi$  и продолжительность открытия клапанов  $\varphi_{отк}$  по углу поворота коленчатого вала (п.к.в.) представлены в таблице.

Таблица 1. Фазы газораспределения двигателя Д-245.5S2 (в градусах п.к.в.)

Впускной клапан			Выпускной клапан			Угол перекрытия клапанов ( $\varphi_1 + \varphi_4$ )
начало открытия ( $\varphi_1$ )	конец закрытия ( $\varphi_2$ )	продолжительность открытия, $\varphi_{отк \text{ вп}}$	начало открытия ( $\varphi_3$ )	конец закрытия ( $\varphi_4$ )	продолжительность открытия, $\varphi_{отк \text{ вып}}$	
16	42	238	52	18	250	34

Давление в цилиндре во время впуска определяется давлением наддува и сопротивлением впускного клапана. При достаточно высоком к.п.д. турбины и компрессора давление наддува  $p_k$  превышает давление в выпускном трубопроводе  $p_t$ . Однако газодинамические потери в клапанах приводят к повышению давления выпуска  $p_f$  по сравнению с  $p_t$  и сни-

жают давление впуска  $p_a$  по отношению к  $p_k$  [7, с. 427]. Обычно в расчетах используют следующие соотношения  $p_k$ :

$$\delta_r = 1,05 \dots 1,15 p_{\delta}, \quad (7)$$

$$\delta_a = 0,9 \dots 0,96 p_{\epsilon}. \quad (8)$$

И тогда отношение давлений имеет вид:

$$\frac{\delta_r}{\delta_a} = 1,1 \dots 1,28 \frac{p_{\delta}}{p_{\epsilon}}. \quad (9)$$

В современных двигателях с газотурбинным наддувом:

$$\frac{p_{\delta}}{p_{\epsilon}} = 0,8 \dots 0,95. \quad (10)$$

Тогда учитывая уравнения (11) и (12) получим:

$$\frac{\delta_r}{\delta_a} \approx 0,9 \dots 1,2. \quad (11)$$

Производители двигателей всегда стараются сделать так, чтобы линия впуска проходила выше линии выпуска, в этом случае общая работа процессов газообмена, изображенная заштрихованной площадью на рис. 2, является положительной (часть энергии, затраченной на сжатие воздуха в компрессоре возвращается двигателю) [7]. Зная высоту подъема клапана и закон подъема, построим диаграмму перемещения впускного и выпускного клапанов газораспределительного механизма дизеля Д-245.5S2 (рис. 3).

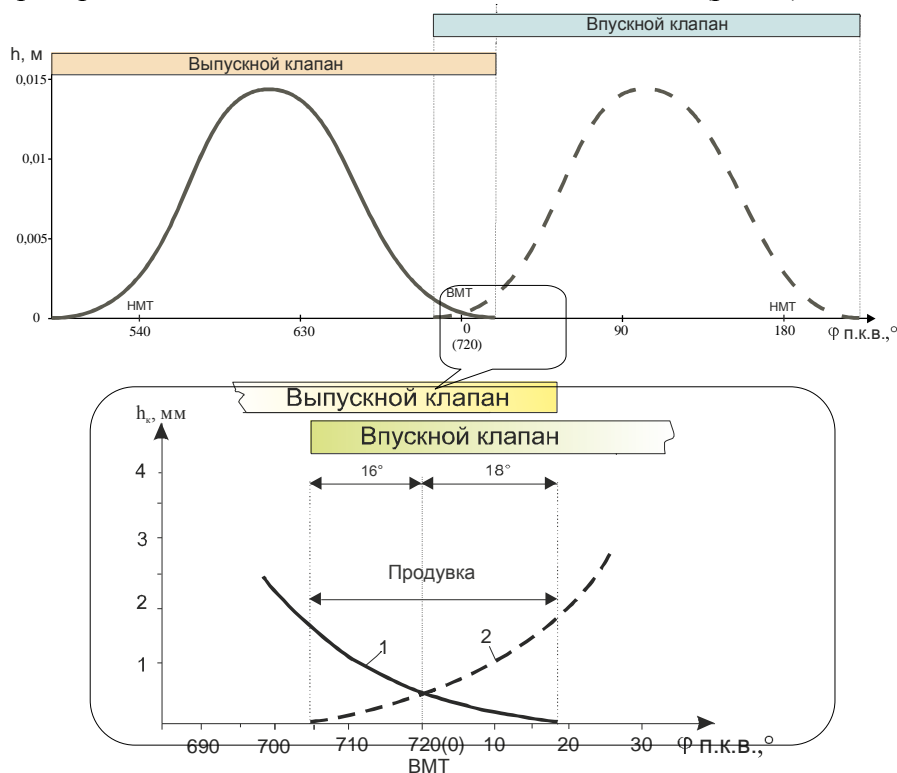


Рис. 3. Диаграмма перемещения впускного и выпускного клапанов механизма ГРМ дизеля Д-245.5S2:

1 – выпускной клапан; 2 – впускной клапан

Момент и место подачи газового топлива во впускной коллектор имеет важное значение. Наиболее целесообразно для рассматриваемого дизеля осуществлять индивидуальное впрыскивание ГТ во впускной коллектор перед впускным клапаном (рис. 3). Однако впрыск ГТ слишком близко к впускному клапану целесообразен только в период открытого состояния впускного клапана. При этом необходимо учесть период продувки цилиндра (перетекание газозвушной смеси в выпускной коллектор, когда одновременно открыты впускной и выпускной клапаны), впрыск газового топлива в этот момент увеличит количество углеводородов ( $C_nH_m$ ) в отработавших газах. Следовательно, необходимо учиты-

вать количество воздуха, участвующего в продувке, и осуществлять впрыск газового топлива после закрытия выпускного клапана [7].

При слишком далеком расположении места подачи газового топлива от впускного клапана дизеля, газ будет впрыскиваться и находиться во впускном коллекторе, контактируя со стенками коллектора, клапанами, и негерметичность впускного клапана приведет к воспламенению газозвушной смеси во впускном коллекторе, что может привести к разрушению впускного коллектора, охладителя надувочного воздуха (ОНВ) и турбокомпрессора. Кроме этого, нагретый газ уменьшает наполнение цилиндров свежим зарядом, что снижает эффективность системы ОНВ и равномерность распределения газа по цилиндрам двигателя. Для конкретного дизеля при частоте вращения коленчатого вала  $n = \text{const}$  выражение (5) в относительных единицах можно представить в виде [9]:

$$\bar{G}_a = \bar{\rho}_e \cdot \bar{\eta}_v \cdot \bar{\varphi}_i \cdot \quad (12)$$

Произведение действительного коэффициента наполнения на коэффициент продувки некоторые исследователи называют условным коэффициентом наполнения [9]:

$$\eta' = \varphi_i \cdot \eta_v \cdot \quad (13)$$

Условный коэффициент наполнения не отражает влияния параметров воздуха на впуске и отработанных газов на выпуске из двигателя на процесс наполнения цилиндров. По его численному значению, при наличии перекрытия клапанов, нельзя судить об относительном количестве свежего заряда в цилиндрах двигателя [9].

В момент перекрытия клапанов (продувки) часть воздуха вытекает через выпускные клапаны в выпускной трубопровод и не участвует в дальнейших процессах сжатия и сгорания. Для оценки количества воздуха, выполняющего продувку цилиндров используется коэффициент продувки.

Коэффициент продувки равен отношению количества воздуха (или горючей смеси), поступившего в цилиндр, к количеству свежего заряда цилиндра и находится по формуле:

$$\varphi_i = \frac{G_{\text{св}}}{G_{\text{ис}}} = \frac{\dot{I}_{\text{св}}}{\dot{I}_{\text{ис}}}, \quad (14)$$

где  $G_{\text{ис}}$  – масса свежего заряда, находящегося в цилиндре, кг;  $G_{\text{к.ц}}$  – масса свежего заряда, поступившего в цилиндр, кг;  $M_{\text{ис}}$  – количество свежего заряда, находящегося в цилиндре, моль;  $M_{\text{к.ц}}$  – количество свежего заряда, поступившего в цилиндр, моль.

Коэффициент продувки находится в пределах  $\varphi_{\text{п}} = 1,0-1,2$  [10], для расчетов часто принимают  $\varphi_{\text{п}} = 1,05-1,1$  [11]. Коэффициент продувки характеризует и энергетику процесса газообмена, так как сжатие продувочного воздуха требует затрат мощности, и чем коэффициент продувки ниже, тем совершеннее схема продувки и меньше затраты мощности на очистку и зарядку цилиндров [6]. Измерение количества свежего заряда цилиндра при наличии продувки выполняют косвенными методами, т. к. это связано с определенными техническими трудностями [11]. Обратную величину коэффициента продувки называют коэффициентом использования продувочного воздуха, и находят по формуле:

$$\eta_e = \frac{1}{\varphi_i} \cdot \quad (15)$$

Коэффициент продувки, очевидно, больше единицы, если продувка происходит. Поэтому масса рабочего заряда в цилиндре может быть меньше, чем в турбине и компрессоре. Масса продувочного воздуха рассчитывается по формуле [11]:

$$G_{i,p} = G_e - G_i = G_e (\varphi_i - 1) / \varphi_i, \quad (16)$$

где  $G_k$  – массовый расход воздуха двигателем, кг/с;  $G_l$  – массовый расход воздуха, поступившего в цилиндры, кг/с;  $\varphi_{\text{п}}$  – коэффициент продувки.

Таким образом, масса продувочного воздуха, прошедшего через каналы клапанов в момент их перекрытия, имеет наибольшее значение в точке максимального расхода воздуха двигателем. Для дизеля Д-245.5S2 расход воздуха в 530 кг/ч соответствует номинальному режиму  $N_e = 70$  кВт, при частоте вращения  $n = 1800$  мин<sup>-1</sup>.

Рассчитанное количество продувочного воздуха, прошедшего через каналы клапанов в момент их перекрытия, позволяет проводить дальнейшие расчеты для определения места, в котором следует подать газовое топливо во впускной коллектор дизеля, исключаящее по-

падение газового топлива в выпускной коллектор дизеля в момент продувки, а также исключить попадание ГТ в соседние цилиндры.

### **Заключение**

1. Проанализированы параметры, позволяющие судить о пропускной способности клапанов, рассчитано количество воздуха, прошедшего через каналы клапанов в момент их перекрытия.

2. Для дизеля Д-245.5S2 рассмотрены фазы газораспределения, продолжительность открытия клапанов по углу поворота коленчатого вала и представлена диаграмма перемещения впускного и выпускного клапанов газораспределительного механизма дизеля.

3. Масса продувочного воздуха изменяется прямо пропорционально расходу воздуха двигателем; так, при расходе воздуха 530 кг/ч и  $\varphi_{п} = 1,05-1,1$ ,  $G_{пр}$  изменяется от 25 до 48 кг/ч.

Дальнейший расчет места, в котором следует подавать газовое топливо во впускной коллектор дизеля, необходимо проводить на режиме, имеющем наибольшее значение массы продувочного воздуха, т. е. на номинальном режиме.

### *ЛИТЕРАТУРА*

1. Альтернативные виды топлива для двигателей / А. Н. Карташевич [и др.] . – Горки: БГСХА, 2013. – 376 с.
2. Электронная система впрыска газового топлива в дизель: пат. 10060 Респ. Беларусь, МПК F 02M 43/00 / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин, заявитель Белорус. гос. с-х. академия. № u 20130295; заявл. 05.04.2013; опубл.: 30.04.2014. // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2014. № 2 – С. 150.
3. Карташевич, А. Н. Исследование работы механизма газораспределения дизеля с наддувом / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин // Улучшение эксплуатационных показателей сельскохозяйственной энергетики. Матер. IX Междунар. науч.-практ. конф. «Наука–Технология–Ресурсосбережение»: сб. науч. тр. – Киров, 2016. – Вып. 17.– С. 124–128.
4. Крутов, В. И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект / В. И. Крутов. – М., 1978. – 472 с.
5. Карташевич, А. Н. ДВС. Основы теории и расчета / А. Н. Карташевич, Г. М. Кухаренок. – Горки, 2008. – 312 с.
6. Белов, П. М. Двигатели армейских машин / П. М. Белов, В. Р. Бурячков, Е. И. Акатов. – М., 1971. – 428 с.
7. Попык, К. Г. Конструирование и расчет автомобильных и тракторных двигателей / К. Г. Попык. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М., «Высш. школа», 1973. – 400 с.
8. Работа дизеля в нестационарных условиях / М. А. Брук [и др.]. – Л., 1981. – 208 с.
9. Двигатели внутреннего сгорания. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В. Н. Луканин [и др.]: под ред. В. Н. Луканина. – М., 2005. – 479 с.
10. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М, 1983. – 372 с.