

УДК 621.43.001.:621.892.096.1.004.16

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ С ЗАКРЫТОЙ СИСТЕМОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ КАРТЕРА

Гаврилов А. А., Гоц А. Н., Морозов В. В.

*ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир  
Владимир, Россия (600000, г. Владимир, ул. Горького, 87), e-mail: hotz@mail.ru*

Показано, что применение на дизеле закрытой системы вентиляции картера, предполагающей перепуск картерных газов во впускной трубопровод, приведет к изменению характера процессов, протекающих во впускной системе и цилиндре при сгорании топливовоздушной смеси. Для разработки математической модели разработана расчетная схема двухцилиндрового дизеля с закрытой системой вентиляции картера. Описание процессов, протекающих при этом, позволило составить систему дифференциальных уравнений, описывающих процессы, протекающие в цилиндре, во впускном и выпускном трубопроводах. По разработанному алгоритму была разработана программа расчетов процессов двигателя с закрытой системой вентиляции картера с перепуском во впускной трубопровод. С помощью программы можно определять текущие показатели, средние за цикл, и выбранный промежуток времени как в массовых, так и в объемных единицах измерения.

Ключевые слова: математическая модель, цикл, дизель, система вентиляции, картер.

## MATHEMATICAL MODEL OF THE CYCLE OF THE DIESEL ENGINE WITH CLOSED SYSTEM OF VENTILATION OF CARTER

Gavrilov A. A., Gots A. N., Morozov V. V.

*<sup>1</sup>Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir  
Vladimir, Russia (600000, Vladimir, Gorky street, 87), e-mail: hotz@mail.ru*

Application on a diesel engine of the closed system of ventilation carter is shown, that, supposing let in gases of carter in the inlet pipeline will lead to change of character of the processes proceeding in inlet system and the cylinder at combustion mixture of a mix. For development of mathematical model the settlement circuit of a two-cylinder diesel engine with the closed system of ventilation carter is developed. The description of the processes proceeding in system under the developed circuit, has allowed to make system of the differential equations, including in the cylinder, in inlet and final pipelines. On the developed algorithm the program of calculations of processes of the engine with the closed system of ventilation of carter with lit in the inlet pipeline has been developed. With the help of the program it is possible to define the current parameters, average for a cycle and the chosen time interval both in mass and in volumetric units of measurements.

Key words: mathematical model, a cycle, a diesel engine, system of ventilation, carter.

Применение на дизеле закрытой системы вентиляции картера (ЗСВК), предполагающей перепуск картерных газов (КГ) во впускной трубопровод, приведет к определенным изменениям характера процессов, происходящих во впускной системе и цилиндре при сгорании топливовоздушной смеси за счет изменения состава заряда [1, 2].

Поскольку были проведены исследования штатной системы вентиляции картера серийного дизеля 2Ч 10,5/12 (Д120) с целью определения количества прорывающихся газов из надпоршневого пространства в картер двигателя, то математическое описание процессов было решено провести для такого двигателя, особенностью которого является также неравномерное чередование вспышек [5, 7].

Для выбора уровня математической модели рабочего процесса и наиболее целесообразных методов описания процессов в элементах дизеля была разработана расчетная схема двухцилиндрового дизеля с неравномерным чередованием вспышек и бесклапанной ЗСВК, представленная на рис. 1.

Схема включает следующие объекты и их обозначения: 1 – цилиндры двигателя; 2 – впускной коллектор; 3 – выпускной коллектор; 4 – основной воздухоочиститель; 5 – дополнительный воздухоочиститель; 6 – трубопровод, связывающий дополнительный воздухоочиститель и впускной коллектор (дополнительный объем); 7 – картер двигателя; 8 – трубопровод, связывающий картер с дополнительным воздухоочистителем.

На рисунке и при последующем описании процессов, протекающих в объектах двигателя, приняты следующие обозначения:

$M$  – масса рабочего тела;  $G, G'$  – расходы свежего заряда и отработавших газов через органы газораспределения;  $p, T, V$  – текущие значения давления, температуры и объема;  $\mu$  – коэффициент расхода; *индексы*:  $p, s$  – выпускной и впускной трубопровод;  $c$  – цилиндр двигателя;  $o$  – окружающая среда;  $r$  – картер двигателя;  $d$  – дополнительный объем;  $f$  – дополнительный воздухоочиститель;  $j$  – номер цилиндра. Двойной индекс обозначает перетекание газа из одного объема в другой. Например,  $pc$  – перетекание газа из выпускного трубопровода в цилиндр.

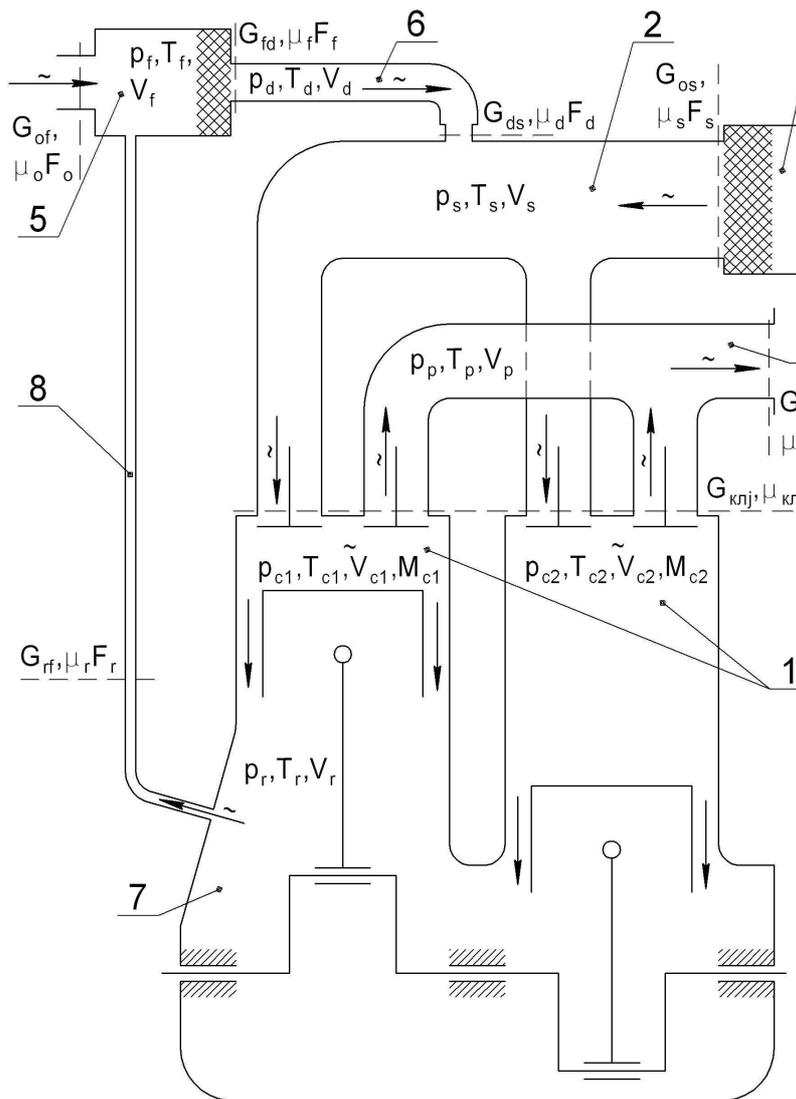


Рис. 1. Расчетная схема двухцилиндрового дизеля с ЗСВК

Подавляющее большинство объектов, входящих в состав модели, имеют размеры, при которых для длин  $l$  и диаметров  $d$  выполняется условие  $l \leq 6d$ . Это дает основание принять для описания квазистационарную модель. Для описания термодинамических процессов использовались уравнения сохранения массы, баланса энергии и состояния. Система дифференциальных уравнений обеспечивает расчет текущей массы рабочего тела и давления в каждом объекте двигателя. Температуры вычисляются по уравнению состояния  $T = pV / (RM)$ .

Поэтому в приведенном ниже описании процессов, протекающих в системах двигателя, уравнения для вычисления температур не приводятся. При модернизации базовая математическая модель цикла дизеля была дополнена описанием процессов, происходящих при перепуске картерных газов во впускной трубопровод и в цилиндры двигателя, в частности, расходом КГ  $G'_r$ .

Системы дифференциальных уравнений, описывающих расчет текущей массы рабочего тела и давления в каждом объекте двигателя, имеют вид:

- в цилиндре

$$\begin{aligned}
 dM_c / d\varphi &= [-G'_{cp} + G'_{pc} - G'_{cs} + G'_{sc} + G_{sc} + G'_{rc} - (G_{cs} + G'_{cs})] / (6n); \\
 \frac{dp_c}{d\varphi} &= \frac{k}{V_c} \left\{ -p \frac{dV_c}{d\varphi} + \frac{R}{6n} \left[ -G'_{cp} T_c + \frac{c_{pp}}{c_p} G'_{pc} T_p - G'_{cs} T_c + \right. \right. \\
 &\left. \left. + \frac{c_{ps}}{c_p} (G'_{sc} + G_{sc} + G'_{rc}) T_s - (G_{cs} + G'_{cs}) T_c - \frac{1}{c_p} \frac{dQ_{TO}}{d\varphi} \right] \right\},
 \end{aligned}$$

– в выпускном трубопроводе

$$dM_p / d\varphi = (G_{cpj} + G_{po}) / (6n);$$

$$dp_p / d\varphi = R / (6nV_p) \left( \sum_{j=1}^i G_{cpj} T_{cj} - G_{po} T_p \right),$$

- во впускном трубопроводе

$$dM_s / d\varphi = (G_{os} + G_{ds} + G'_{rs} - \sum G_{sc}) / (6n);$$

$$dp_s / d\varphi = R / (6nV_s) \left( G_{os} T_s + (G_{ds} + G'_{rs}) T_d - \sum_{j=1}^i G_{scj} T_{sj} \right);$$

$$dM_d / d\varphi = (G_{fd} + G'_{rd} - G_{ds} - G'_{rs}) / (6n);$$

$$dp_d / d\varphi = R / (6nV_d) \left( (G_{fd} + G'_{rd}) T_f - (G_{ds} + G'_{rd}) T_d \right);$$

$$M_f / d\varphi = (G'_{rf} + G_{of} - G_{fd} - G'_{rd}) / (6n);$$

$$dp_f / d\varphi = R / (6nV_f) \left( G'_{rf} T_r + G_{of} T_o - (G_{fd} + G'_{rd}) T_f \right);$$

Расходы газов через отверстия (клапаны) вычисляются по уравнению

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

где  $\psi$  – функция, зависящая от отношения давлений до и после отверстия, через которое идет истечение;  $F$  – текущее проходное сечение отверстия;  $p$  – давление в объеме, откуда идет истечение газа.

Поскольку в расчетной схеме двухцилиндрового дизеля с ЗСВК учитываются сопротивления воздухоочистителей основного  $\Delta p_{i.a}$  и дополнительного  $\Delta p_{a.a}$ , то соответствующие коэффициенты расхода  $\mu$  вычисляются по уравнению [3]

$$\mu = G / F \sqrt{2\Delta p \rho},$$

где  $\rho$  – плотность газа.

Описанная математическая модель положена в основу программы расчета цикла дизеля 2Ч10,5/12 с перепуском КГ во впускной трубопровод [6]. Учитывая различную степень запыленности воздухоочистителей, с помощью программы можно определять текущие показатели, средние за цикл и в выбранный промежуток времени как в массовых, так и в объемных единицах измерения [4]. В частности, согласование по средним значениям  $\pi_K$  и  $G_K$  может показать совместную работу двухцилиндрового двигателя и компрессора в зоне высокого значения КПД компрессора, а текущие значения точек совместной работы могут выходить за пределы устойчивой работы компрессора, т.е. в зону помпажа.

При расчете дизеля с закрытой системой вентиляции картера и турбонаддувом определяющее влияние на показатели двигателя оказывают параметры воздуха (свежего заряда) во впускной системе (после компрессора). К этим параметрам относятся: степень повышения

давления  $\pi_k$ , расход воздуха  $G_k$  и КПД компрессора  $\eta_k$ . По положению их текущих значений на характеристике компрессора можно судить о качестве согласования совместной работы поршневого двигателя и агрегата наддува. При этом, как было зафиксировано ранее [8], чем больше колебания давления  $p_k$  ( $\pi_k$ ) и  $G_k$  на впуске, что зависит от числа цилиндров, подсоединенных к трубопроводу, и объема впускной системы  $V_s$ , тем меньше достоверность результатов согласования совместной работ двигателя и турбокомпрессора по средним за цикл параметрам.

Для оценки влияния закрытой системы вентиляции картера (ЗСВК) на выбросы вредных веществ с отработавшими газами (ОГ) дизеля 2Ч10,5/12 были проведены стендовые испытания, где в качестве основного метода исследования выбран метод сравнительного анализа результатов измерения выбросов вредных веществ из выпускного трубопровода дизеля с открытой системой вентиляции картера и с опытной ЗСВК.

Концентрации вредных веществ и дымность ОГ определялись с помощью газоанализатора AVL DiCom 4000 NO<sub>x</sub> и дымомера AVL Smokemeter 415 S с погрешностями измерения 5 % и 1 % соответственно. Показатели токсичности измерялись при различных нагрузках на двух скоростных режимах: номинальной мощности  $N_{ен}$  (частота вращения коленчатого вала 2000 мин<sup>-1</sup>) и максимального крутящего момента  $M_{емax}$  (1500 мин<sup>-1</sup>).

Результаты испытаний приведены на рис.2. С увеличением нагрузки отмечено влияние рециркуляции картерных газов (КГ) на изменение выбросов вредных веществ из выпускного трубопровода двигателя. В частности, дымность ОГ снижается с 9 % до 5 % и с 19 % до 15 % при максимальных нагрузках 110 и 120 Н·м, соответствующих частотам 2000 и 1500 мин<sup>-1</sup>. При этом концентрация оксидов азота NO<sub>x</sub> на режиме  $N_{ен}$  и  $M_{емax}$  изменилась на 4...6 %. По отношению к количеству NO<sub>x</sub> доля выбросов СО и СН составляет менее 10 %. Зафиксировано снижение концентрации СО и увеличение концентрации СН в ОГ в пределах 2...5 %.

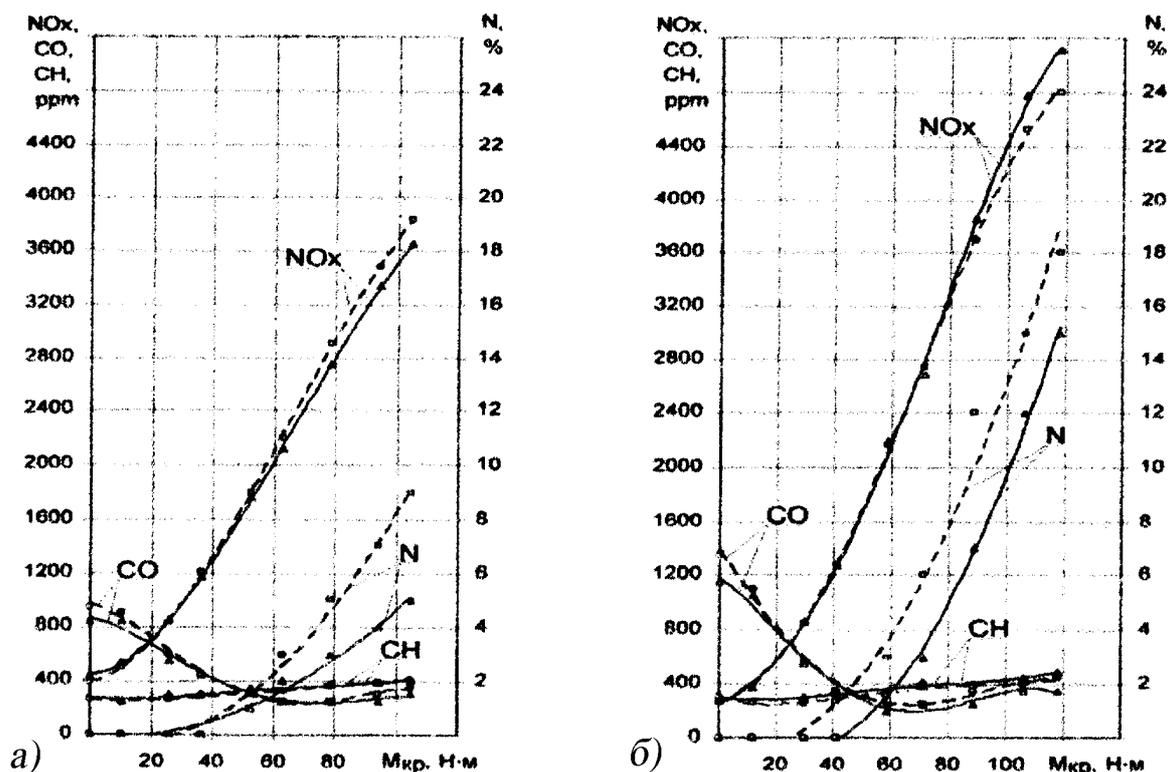


Рис.2. Зависимость концентрации CO, CH, NOx и дымности N отработавших газов от нагрузки двигателя с ОСВ и ЗСВ картера при а)  $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ , б)  $n=1500 \text{ мин}^{-1}$  (сплошные линии – ЗСВК; штриховые – ОСВК)

Можно отметить, что рециркуляция КГ во впускной тракт оказывает определенное воздействие на изменение выбросов вредных веществ с ОГ исследуемого дизеля. Согласно полученным результатам экспериментальных исследований, это влияние несущественно и может находиться в пределах погрешности измерительной аппаратуры. Применение на исследуемом двигателе ЗСВК вместо штатной ОСВ картера целесообразно, несмотря на кажущуюся незначительность изменения экологических показателей ОГ, т.к. снижает общее экологическое воздействие двигателя на окружающую среду в целом.

### Список литературы

1. Венцель С. В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Химия, 1979. – 240 с.
2. Волков М. Ю. Влияние перепуска картерных газов во впускной тракт на экологические показатели дизеля // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы XI Междунар. науч.-практ. конф. / под ред. А. Н. Гоца; Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2008. – С. 128-131.

3. Волков М. Ю. О системах вентиляции картера на дизелях для легковых автомобилей и внедорожной техники // Материалы докладов XV Междунар. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых «Ломоносов». – М.: Изд. МГУ, 2008. – С. 23-24.
4. Волков М.Ю. Рециркуляция картерных газов во впускной тракт дизеля // Известия ВУЗов. Серия МАШИНОСТРОЕНИЕ. – 2008, №10. – С. 23-24.
5. Волков М. Ю., Гаврилов А. А. Расход картерных газов быстроходных дизелей // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы XI Междунар. науч.-практ. конф./ под ред. А.Н. Гоца; Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2008. – С. 126-128.
6. Волков М. Ю, Гаврилов А. А., Гоц А. Н. Математическая модель цикла дизеля с закрытой системой вентиляции картера // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы XII Междунар. науч.-практ. конф. / под ред. А.Н. Гоца; Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2010. – С. 98-100.
7. Гаврилов А. А., Игнатов М. С., Эфрос В. В. Расчет поршневых двигателей внутреннего сгорания: Ч. 1. Расчет циклов и нагрузок, действующих в кривошипно-шатунном механизме: учеб. пособие / Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2002. – 142 с.
8. Гаврилов А. А., Эфрос В. В. Импульсная система наддува четырехтактных малоцилиндровых дизелей // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997. – № 10. – С. 16-18; № 11. – С. 24-27.

**Рецензенты:**

Житников Б. Ю., д.т.н., профессор, профессор кафедры специальной техники и информационных технологий ФКОУ ВПО ВЮИ ФСИН России, г. Владимир.

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