

## ТЕРМИЧЕСКИЙ КПД ДИЗЕЛЬНОГО РОТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ С БЕСТУРБИННЫМ НАДДУВОМ

*Р. А. Григорьянц, к. т. н., кафедра «Тракторы, автомобили и теплотехника»,  
Волгоградская государственная сельскохозяйственная академия*

Создание мощных, компактных и экономичных силовых установок на базе поршневых двигателей связано с необходимостью принудительного наполнения цилиндров воздухом.

В статье приводится расчет термического КПД теоретического цикла нового дизельного роторного двигателя с продолженным расширением рабочего тела непосредственно в рабочих камерах двигателя и наддувом без турбонагнетателя.

Показана возможность упрощения и удешевления конструкции двигателя при одновременном увеличении его мощности и надежности.

Up-to-date standards in terms of specific weight and fuel efficiency of reciprocating engine can only be achieved using supercharge system.

The article offers the analysis of thermal efficiency of ideal cycle for new rotor diesel engine featuring continued working medium expansion in combustion chambers and non-turbine supercharge system.

Design concept in question is shown as enabling engine simplification and reduction in its production costs, increasing at the same time its rated power and reliability.

Современные прогрессивные тенденции развития двигателестроения определяются общими перспективными задачами в области энергетического машиностроения по созданию мощных компактных и экономичных силовых установок с большим моторесурсом. Общее стремление к существенному повышению агрегатной мощности двигателей приводит к необходимости принудительного увеличения весового заряда цилиндров воздухом посредством наддува. Принудительное наполнение цилиндров двигателей может осуществляться различными способами, поэтому различают наддув скоростной, инерционный, механический, газотурбинный и комбинированный [1, 2].

В настоящей статье рассматривается сочетание продолженного расширения рабочего тела в рабочих камерах дизельного роторного двигателя с последующим сжатием воздушного заряда и нагнетанием его в другие рабочие камеры без участия турбокомпрессора.

Принципиальная схема (рис. 1, 2) дизельного роторного двигателя с бестурбинным наддувом [3] содержит корпус 1 с линейчатой рабочей поверхностью 2, внутри которого расположен ротор 3 с расположенными в пазах ползунами 4 и рабочими камерами 5. Двигатель имеет систему продувки, выполненную в виде двух каналов, связанных коллектором 6, причем первый канал 7 расположен в плоскости, перпендикулярной плоскости вращения ротора 3, совпадающей с большой осью линейчатой поверхности корпуса 1 и связанной с впускным каналом 8 системы продувки, расположенным в той же плоскости, а второй канал 9 расположен в секторе продувки.

Ротор 3 смещен относительно центра — рабочей поверхности корпуса влево в сторону зоны всасывания, таким образом расстояние между рабочей поверхностью ротора и корпуса слева составляет  $e_1$ , а справа —  $e_2$  (рис 1). Объем всасывания меньше объема расширения пропорционально соотношению  $e_2/e_1 = c_1$ , где  $c_1$  — степень продолженного расширения, показывающая во сколько раз объем расширения газов увеличивается по сравнению с объемом всасывания.







$$\delta_1 = \frac{V_f}{V_z} = \frac{\epsilon_0 \rho_1}{\rho}, T_z = T_a \lambda \rho \epsilon^{k-1},$$

получим

$$T_f = T_1 \rho_1 = \frac{T_a \lambda \rho (\epsilon \rho)^{k-1}}{(\epsilon_0 \rho_1)^{k-1}} \text{ но } T_1 = \frac{T_a}{\epsilon_0^{k-1}},$$

где  $\rho_1 = \frac{V_f}{V_a} = 2,5-3,5$  — степень продолженного расширения;

$\delta_1$  — степень последующего расширения;

$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$  — степень повышения давления в процессе при

$V = \text{const}$ ;  $\rho = \frac{V_z}{V_c}$  — степень предварительного расширения в процессе при  $p = \text{const}$ ; тогда

$$\frac{T_a \rho_1}{\epsilon_0^{k-1}} = \frac{T_a \lambda \rho (\epsilon \rho)^{k-1}}{(\epsilon_0 \rho_1)^{k-1}}.$$

Откуда  $\rho_1 = \frac{\lambda \rho^k}{\rho_1^{k-1}}$  или  $\lambda (\rho / \rho_1)^k = 1$ , отсюда

$$\rho_1 = \rho \lambda^{1/k}. \quad (3)$$

При наличии наддува

$$\epsilon = \epsilon_0. \quad (4)$$

Термический КПД обобщенного теоретического цикла с наддувом определяется выражением:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho_1 [\lambda (\rho / \rho_1)^k - 1] + k (\rho_1 - 1)}{\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)}. \quad (5)$$

Подставив выражения (3) и (4) в выражение (5) получим

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho_1 - 1}{\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)}. \quad (6)$$

Для цикла с продолженным расширением и подводом теплоты при  $V = \text{const}$ ,  $c=1$  будем иметь выражение

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho_1 - 1}{\lambda - 1}. \quad (7)$$

Подставив значения  $\rho_1 = \rho \lambda^{1/k}$  и  $\lambda=1$  в уравнение (7), получим выражение термического КПД рабочего процесса при подводе теплоты при  $p = \text{const}$ :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}. \quad (8)$$

Подставив расчетные значения  $\epsilon_0 = 1,5$ ;  $\epsilon = 18$ ;  $\lambda = 1,4$ ;  $\rho_1 = 1,65$ ;  $\rho = 1,30$  в уравнение (6) получим  $\eta_t = 0,76$  (на рис. 3, 4 контур  $acz'z'fla$  — процесс с продолженным расширением и бестурбинным наддувом, подвод теплоты смешанный).

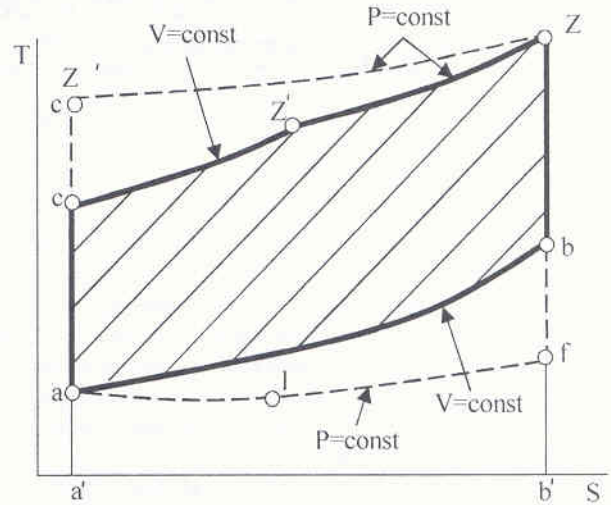


Рис. 4. Диаграмма T-S

Подставив расчетные значения  $\epsilon_0 = 2,0$ ;  $\epsilon = 18$ ;  $\lambda = 1,81$ ;  $\rho_1 = 1,52$ ;  $\rho = 1,00$  в уравнение (7), получим  $\eta_t = 0,77$  (на рис. 3, 4, контур  $aczfla$  — процесс с продолженным расширением и бестурбинным наддувом, подвод теплоты при  $V = \text{const}$ ,  $\rho = 1$ ).

Подставив расчетные значения  $\epsilon_0 = 3,0$ ,  $\epsilon = 18$ ,  $\lambda = 1,0$ ,  $\rho_1 = 1,36$ ,  $\rho = 1,36$ ,  $P_c = P_z = 197 \text{ кг/см}^2$  в уравнение (8), получим  $\eta_t = 0,81$  (на рис. 3, 4 контур  $aczfla$  — процесс с продолженным расширением и бестурбинным наддувом, подвод теплоты при  $p = \text{const}$ ,  $\rho \neq 1$ ).

### Выводы

1. Сравнивая полученные значения  $\eta_t = 0,76$ ,  $\eta_t = 0,77$  и  $\eta_t = 0,81$  со значениями термического КПД существующих дизельных двигателей без наддува  $\eta_t = 0,64-0,67$ , видим, что расчетные значения термического КПД превосходят их соответственно на 13–19%, 15–20% и 21–27%.

2. Осуществление наддува без турбонагнетателя в дизельном роторном двигателе упрощает конструкцию двигателя, удешевляет его изготовление и эксплуатацию, а также повышает его надежность и долговечность, существенно улучшает удельные весогабаритные и мощностные показатели.

### Литература

1. Автомобильные двигатели / В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Воинов и др. — М.: Машиностроение, 1967. — 496 с.
2. Белов П. М., Бурячко В. Р., Акатов Е. И. Двигатели армейских машин: В 2 ч. — М.: Воениздат, 1971. — Ч. 1. — 512 с.
3. Пат. 2119072 РФ, МКИ F 02 В 53/00, 1996.