

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ПОДВОДЕ СЖАТОГО КОМПРЕССОРОМ ВОЗДУХА К ТУРБИНЕ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Шелпаков С. Ю.,

адъюнкт,

Черепанов Н. С.,

адъюнкт,

Юдников Е. А.,

адъюнкт

Омский автобронетанковый инженерный институт, г. Омск

Предложено техническое решение, направленное на улучшение эффективности работы турбокомпрессора дизельного двигателя военных гусеничных машин, что достигается за счет подвода сжатого воздуха из нагнетательного патрубка компрессора к турбине турбокомпрессора на режимах торможения, малых нагрузок и холостого хода. Разработана математическая модель работы дизельного двигателя при подводе сжатого компрессором воздуха к турбине, с использованием которой рассчитана эффективность предложенного технического решения.

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, турбокомпрессор, газотурбинный наддув, регулирование наддува, математическая модель.

## SIMULATION OF DIESEL ENGINE OPERATION WHEN COMPRESSED AIR IS SUPPLIED BY A COMPRESSOR TO A TURBOCHARGER TURBINE

A technical solution is proposed aimed at improving the efficiency of the turbocharger of the diesel engine of military tracked vehicles, which is achieved by supplying compressed air from the compressor discharge pipe to the turbocharger turbine in braking, low loads and idle modes. A mathematical model of the diesel engine operation during the supply of compressed air by a compressor to the turbine has been developed, using which the efficiency of the proposed technical solution is calculated.

**Keywords:** diesel engine, turbocharger, gas turbine boost, boost control, mathematical model.

Одним из наиболее существенных недостатков дизельных двигателей с газотурбинным наддувом (ГТН), наиболее распространенных в силовых установках современных военных гусеничных машин (ВГМ), является несогласованность систем питания воздухом и топливом на переходных режимах работы, вызванная инерционностью системы наддува [1]. Для улучшения протекания рабочего процесса дизельного двигателя с ГТН в составе силовой установки ВГМ, уменьшения времени его работы на неэкономичных переходных режимах и, следовательно, уменьшения эксплуатационного расхода топлива и увеличения запаса хода ВГМ, разработано техническое решение [2].

Технический результат предложенного технического решения достигается за счет подвода сжатого воздуха из нагнетательного патрубка компрессора к турбине турбокомпрессора (ТКР) на режимах торможения, малых нагрузок и холостого хода.

Для проведения расчетного исследования эффективности технического решения уточнена математическая модель дизельного двигателя с ГТН [3]. При подводе сжатого воздуха из нагнетательного патрубка компрессора к турбине ТКР питание двигателя воздухом осуществляется из атмосферы [2]. Следовательно давление воздуха во впускном коллекторе принимается равным атмосферному ( $p_{\text{вн}} = p_0$ ). Соответственно, плотность воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, и массовый расход воздуха двигателем можно вычислить по формулам:

$$\rho = \frac{p_0}{R_b \cdot T_0}, \quad (1)$$

$$G_{\dot{a}} = \frac{p_0 \cdot i \cdot V \cdot \eta_v(\omega_d; p_0) \cdot \omega_d}{4 \cdot \pi \cdot R_b \cdot T_0}. \quad (2)$$

Зависимость коэффициента наполнения принимает вид:

$$\eta_v = 1,288 - 3,294 \cdot 10^{-8} \cdot \omega_d^3 - \frac{4,976 \cdot 10^4}{p_0}. \quad (3)$$

Таким образом, коэффициент избытка воздуха можно рассчитать по формуле:

$$\alpha = \frac{p_0 \cdot V \cdot \eta_v(\omega_d; p_0) \cdot \omega_d}{l_0 \cdot q_{ц} \cdot \omega_d \cdot R_B \cdot T_0}. \quad (4)$$

Температура смеси отработавших газов с надвучным воздухом определяется из уравнения баланса тепла:

$$T_{см} = \frac{(G_{топл} + G_{д}) \cdot Cp_{г} \cdot T_{г} + G_{к} \cdot Cp_{в} \cdot T_{к}}{(G_{топл} + G_{д}) \cdot Cp_{г} + G_{к} \cdot Cp_{в}}, \quad (5)$$

где  $Cp_{г}$  и  $Cp_{в}$  — удельные теплоемкости газов и воздуха при постоянном давлении.

Зависимости расхода газов через турбину и эффективного КПД турбины принимают вид:

$$G_{г} = \frac{-32,03 + 3,655 \cdot 10^{-4} \cdot p_{г} - 3,344 \cdot 10^{-10} \cdot p_{г}^2}{\sqrt{T_{см}}}, \quad (6)$$

$$\eta_{г} = 0,64 - \frac{3,81 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_{г}}{\sqrt{T_{см}}} + 3,77 \cdot 10^{-6} \cdot p_{г} + \frac{5,46 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_{г}^2}{T_{см}} + 5,89 \cdot 10^{-12} \cdot p_{г}^2, \quad (7)$$

а механическая работа газов в турбине рассчитывается по формуле:

$$L_{г} = \frac{k_{г}}{k_{г} - 1} \cdot R_{г} \cdot T_{см} \cdot \eta_{г} \cdot \left( 1 - \pi_{г}^{\frac{1-k_{г}}{k_{г}}} \right). \quad (8)$$

В связи с этим дифференциальное уравнение характеризующее изменение угловой скорости ротора ТКР можно записать в виде:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_{г}}{dt} = & \frac{G_{г}(p_{г}; T_{см}) \cdot k_{г} \cdot R_{г} \cdot T_{см} \cdot \eta_{г}(p_{г}; T_{см}; \omega_{г}) \cdot \left( 1 - \pi_{г}^{\frac{1-k_{г}}{k_{г}}} \right)}{(k_{г} - 1) \cdot \omega_{г} \cdot J_{г}} \\ & - \frac{G_{к}(p_{к}; \omega_{г}) \cdot k \cdot R_{в} \cdot T_0 \cdot \left( \pi_{к}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{(k-1) \cdot \eta_{кад}(p_{к}; G_{к}) \cdot \omega_{г} \cdot J_{т}}. \end{aligned} \quad (9)$$

Удельная теплоемкость отработавших газов рассчитывается по зависимости, полученной аппроксимацией табличных данных [4]:

$$Cp_{г} = -9,528 \cdot 10^{-8} \cdot T_{г}^3 + 1,892 \cdot 10^{-4} \cdot T_{г}^2 + 0,169 \cdot T_{г} + 983,615. \quad (10)$$

Так как при подводе сжатого компрессором воздуха к турбине ТКР давление, создаваемое компрессором, выравнивается с давлением в выпускном трубопроводе ( $p_{к} = p_{г}$ ), изменение давления газов в выпускном трубопроводе можно рассчитать по дифференциальному уравнению:

$$\frac{dp_{г}}{dt} = \frac{dp_{к}}{dt} = \frac{R_{г} \cdot T_{см} \cdot (G_{к} + G_{д} + G_{топл} - G_{г})}{V_{вып} + V_{п}}, \quad (11)$$

где  $V_{п}$  — объем трубопровода, соединяющего выпускной коллектор с компрессором.

Таким образом, работа дизельного двигателя при подводе сжатого компрессором воздуха к турбине ТКР описывается системой уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d\omega_d}{dt} &= \frac{i \cdot (Hu \cdot q_{ц}(\bar{h}_p; \omega_d) \cdot \eta_i(\alpha; \omega_d) - p_{п}(\omega_d) \cdot V)}{4 \cdot \pi \cdot J_d} \cdot \frac{M_c}{J_d}; \\ \frac{d\omega_T}{dt} &= \frac{G_T(p_T; T_{см}) \cdot k_T \cdot R_T \cdot T_{см} \cdot \eta_T(p_T; T_{см}; \omega_T) \cdot \left(1 - \pi_T^{\frac{1-k_T}{k_T}}\right) - G_K(p_K; \omega_T) \cdot k \cdot R_B \cdot T_0 \cdot \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{(k_T - 1) \cdot \omega_T \cdot J_T - (k-1) \cdot \eta_{кад}(p_K; G_K) \cdot \omega_T \cdot J_T}; \\ \frac{dp_T}{dt} = \frac{dp_K}{dt} &= \frac{R_T \cdot T_{см} \cdot \left( G_K(p_K; \omega_T) + \frac{p_0 \cdot i \cdot V \cdot \eta_v(\omega_d; p_0) \cdot \omega_d}{4 \cdot \pi \cdot R_B \cdot T_0} + \frac{i \cdot q_{ц} \cdot \omega_d}{4 \cdot \pi} - G_T(p_T; T_{см}) \right)}{V_{вып} + V_{п}}; \\ \alpha &= \frac{p_0 \cdot V \cdot \eta_v(\omega_d; p_0) \cdot \omega_d}{l_0 \cdot q_{ц} \cdot \omega_d \cdot R_B \cdot T_0}. \end{aligned} \right. \quad (12)$$

Разработанная математическая модель работы дизельного двигателя при подводе сжатого компрессором воздуха к турбине (12) позволяет рассчитывать изменение во времени основных характеристик дизельного двигателя с устройством регулирования наддува на режимах малых нагрузок, холостого хода и торможения.

Проведенное расчетное исследование с использованием разработанной программы для ЭВМ

показало эффективность предложенного технического решения [5]. Так, сокращение времени разгона дизельного двигателя с устройством регулирования наддува составило от 9,3 до 16 %, расхода топлива в динамическом цикле — от 9,4 до 19,8 %, в зависимости от скоростного и нагрузочного расчетного режима.

### Список литературы

1. Крутов В. И., Рыбальченко А. Г. Регулирование наддува ДВС. М. : Высшая школа. 1978. 213 с.
2. Патент № 207444 U1 Российская Федерация, МПК F02B 37/16, F02B 23/00. Дизельный двигатель военной гусеничной машины с устройством регулирования наддува: № 2021121744: заявл. 21.07.2021; опубл. 28.10.2021 / С. Ю. Шелпаков, А. Л. Ахтулов, В. Р. Эдигаров и др.
3. Шелпаков С. Ю., Черепанов Н. С., Яблочкин А. Б. Математическое моделирование переходных режимов работы танкового дизельного двигателя // Наука и военная безопасность. 2021. № 3 (26). С. 93–98.
4. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. 3-е изд., репр. М. : Изд. дом «Бастет», 2010. 342 с.
5. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021663466 Российская Федерация. Расчет динамических характеристик дизельного двигателя с устройством регулирования наддува в стендовых условиях: № 2021662205: заявл. 29.07.2021; опубл. 17.08.2021 / С. Ю. Шелпаков, А. Л. Ахтулов, Д. С. Агафонов и др.