

# АВТОМОБІЛІ ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 629.113

## ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ У ДВИГУНІ З ГАЗОТУРБІННИМ НАДДУВОМ

Кандидат технічних наук Говорун А.Г.,  
Павловський М.В.,  
Подпіснєв В.С.

*Застосовано експериментально-розрахунковий метод для визначення моменту механічних втрат у дизелі з газотурбінним наддувом VAG ASV 1.9Tdi. При цьому при визначенні приведенного до осі колінчастого вала моменту, необхідного для приведення компресора, відпадає необхідність у визначенні кутової швидкості ротора турбокомпресора, що є технічно складною задачею. Проведено регресію експериментально отриманих даних зміни моменту механічних втрат, точність якої становить 99,8%.*

*It is applied experimentally calculation method for determination of moment of mechanical losses in the turbo-charged diesel VAG ASV 1.9Tdi. Thus at determination resulted to the axis of knee vala moment, necessity, for bringing a compressor over, a necessity falls off for determination of angulator of rotor of turbo-compressor which is technically an intricate problem. Regression of experimentally findings of change of moment of mechanical losses, exactness of which is 99,8% is conducted.*

Режими руху автомобіля в умовах Європейського їздового циклу задаються умовною величиною прискорення (сповільнення)  $\frac{d\omega}{dt}$ , сталою кутовою швидкістю  $\omega$  колінчастого вала та часом  $t$  виконання режимів на стенді з біговими барабанами.

Наявність у системі подачі повітря дизеля газотурбінного регульованого наддуву унеможливує визначення механічних втрат двигуна традиційним експериментальним методом, тому при визначенні моменту механічних втрат у двигуні з газотурбінним наддувом застосуємо експериментально-розрахунковий метод.

У загальному вигляді рівняння руху автомобіля, з урахуванням приведених до осі колінчастого вала обертальних і поступально рухомих мас автомобіля, має вигляд

$$M_i = M_{оп} + M_{мд} + M_{ткм} + I_d \cdot \frac{\partial \omega_d}{\partial t}, \quad (1)$$

де  $M_{оп}$  — момент опору руху автомобіля, Н·м;

$M_{мд}$  — момент механічних втрат у двигуні без турбокомпресора, Н·м;

$I_{пр}$  — зведені до осі колінчастого вала моменти інерції обертальних та поступально рухомих мас автомобіля, кг·м<sup>2</sup>;

$\frac{\partial \omega_d}{\partial t}$  — прискорення колінчастого вала, с<sup>-2</sup>, за програмою їздового циклу — величина постійна;

$M_{тзв}$  — зведений до осі колінчастого вала момент, який необхідний для приведення турбокомпресора з урахуванням втрат на газообмін, Н·м.

В усталеному режимі момент, розвинутий турбіною  $M_T$ , витрачається на привід компресора  $M_{кп}$  та на подолання механічних втрат в турбокомпресорі  $M_{мтк}$  [1]:

$$M_T = M_{кп} + M_{мтк}. \quad (2)$$

Використовуючи відому з газової динаміки залежність і результати вимірювання температури та тиску робочого тіла на вході та виході з турбіни, визначаємо момент  $M_T$ , який розвивається турбіною [2]:

$$M_T = \frac{G_{BG} \cdot L_{Ta} \cdot \eta_T}{\omega_K}, \quad (3)$$

де  $G_{BG}$  — секундна масова витрата відпрацьованих газів крізь турбіну, кг/с;

$L_{Ta}$  — адіабатна робота розширення одного кілограма відпрацьованих газів у турбіні, Дж/кг;

$\eta_T$  — коефіцієнт корисної дії турбіни, який характеризує ефективність використання енергії тиску газів у турбіні,  $\eta_T = \eta_{Ta} \cdot \eta_M = 0,65 - 0,7$ .

При визначенні приведенного до осі колінчастого вала моменту  $M_{ТЗВ}$ , необхідного для приведення компресора, відпадає необхідність у визначенні кутової швидкості ротора турбокомпресора, що є технічно складною задачею.

Зведений до осі колінчастого вала двигуна момент  $M_{ТЗВ}$ , необхідний для приведення турбокомпресора, визначають розрахунково-експериментальним методом [3]:

$$M_{ТЗВ} = \frac{G_{BG} \cdot L_{Ta} \cdot \eta_T \cdot \omega_K}{\omega_K \cdot \omega_d}, \quad (4)$$

$\omega_K$  — кутова швидкість ротора турбокомпресора,  $c^{-1}$ .

Секундну масову витрату газів крізь турбіну визначають за залежністю [1]

$$G_{BG} = G_{пов} + G_{п}, \quad (5)$$

де  $G_{п}$  — секундна витрата палива двигуном, кг/с.

Секундну витрату повітря і палива двигуном  $G_{пов}$  та  $G_{п}$  визначають експериментально при визначенні серії навантажувальних характеристик.

Адіабатна робота розширення 1 кг газів в турбіні, Дж/кг

$$L_{Ta} = \frac{k_{BG}}{k_{BG} - 1} \cdot R_{от} \cdot T_T \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k_{BG} - 1}{k_{BG}}} \right], \quad (6)$$

де  $k_{BG}$  — показник адіабати розширення газів у турбіні;

$\pi_T$  — ступінь зниження тиску відпрацьованих газів у турбіні

$$\pi_T = \frac{P_T}{P_r}, \quad (7)$$

де  $P_T$  — тиск відпрацьованих газів на вході в турбіну;

$P_r$  — тиск відпрацьованих газів на виході з турбіни.

Масова витрата газів крізь турбіну  $G_{BG}$ , температура газів на вході в турбіну  $T_T$ , адіабатна робота розширення газів в турбіні  $L_{Ta}$ , ступінь зниження тиску відпрацьованих газів у турбіні  $\pi_T$  апроксимуємо поліномами другого степеня від двох змінних  $M_K$  та  $\omega_d$

$$L_{Ta} = d_0 + d_1 \cdot \omega_d + d_2 \cdot M_K + d_{11} \cdot \omega_d^2 + d_{22} \cdot M_K^2 + d_{12} \cdot \omega_d \cdot M_K; \quad (8)$$

$$G_{BG} = e_0 + e_1 \cdot \omega_d + e_2 \cdot M_K + e_{11} \cdot \omega_d^2 + e_{22} \cdot M_K^2 + e_{12} \cdot \omega_d \cdot M_K; \quad (9)$$

$$T_T = f_0 + f_1 \cdot \omega_d + f_2 \cdot M_K + f_{11} \cdot \omega_d^2 + f_{22} \cdot M_K^2 + f_{12} \cdot \omega_d \cdot M_K; \quad (10)$$

$$\pi_T = q_0 + q_1 \cdot \omega_d + q_2 \cdot M_K + q_{11} \cdot \omega_d^2 + q_{22} \cdot M_K^2 + q_{12} \cdot \omega_d \cdot M_K \quad (11)$$

Ефективна робота турбіни

$$L_T = L_{Ta} \cdot \eta_T \quad (12)$$

Особливістю роботи двигуна в режимі примусового холостого ходу для дизеля VAG ASV 1.9Tdi є те, що з моменту переміщення педалі управління подачі палива в початкове положення, в циліндри двигуна припиняється подача палива включно до частоти обертання колінчастого вала, що відповідає мінімальним обертам холостого ходу  $n_{xx \min}$ . Тому момент механічних втрат у двигуні в цьому режимі визначається без втрат енергії на привід турбокомпресора.

Момент механічних втрат під навантаженням зростає через підвищення насосних та вентиляційних втрат, тому їх визначаємо розрахунково-експериментальним методом, шляхом сумування розрахункових та експериментальних значень моменту, отриманого без затрат енергії на привід турбокомпресора, тобто без урахування зміни тиску ВГ до і після турбіни, та тиску повітря після компресора.

Експериментально-розрахункова залежність моменту механічних втрат наведена на рис.1.

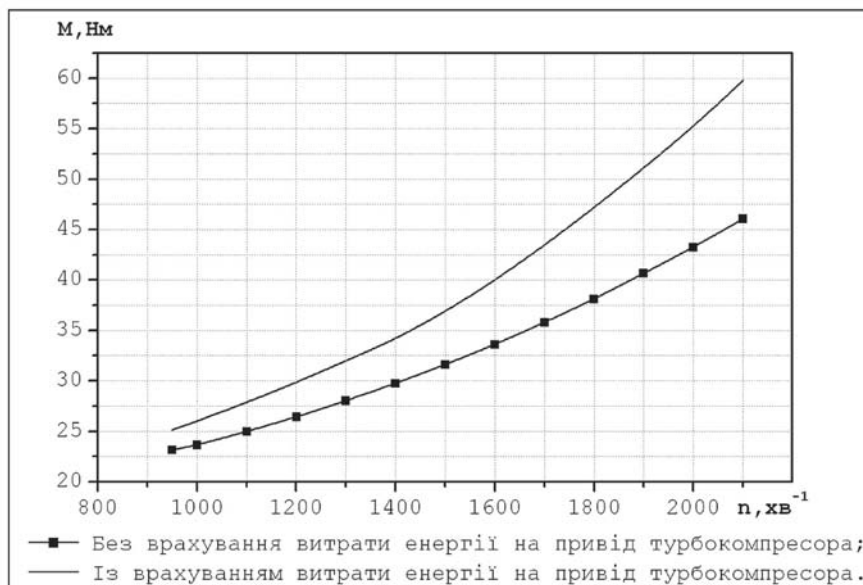


Рис. 1. Експериментально-розрахункова залежність моменту механічних втрат

За допомогою програмного пакету OriginLab проведено регресію експериментально отриманих даних зміни моменту механічних втрат (без урахування втрат на привід турбокомпресора) від частоти обертання колінчастого вала, в результаті чого отримано емпіричну залежність виду

$$M_{мд} = a_m + b_m \cdot n_d + c_m \cdot n_d^2, \quad (13)$$

де  $a_m, b_m, c_m$  — постійні коефіцієнти поліноміальної залежності.

Момент механічних втрат під навантаженням визначають з урахуванням насосних та вентиляційних втрат, використовуючи розрахунково-експериментальний метод, шляхом сумування розрахункових та експериментальних значень моменту. Розрахунково-експериментальна залежність моменту механічних втрат під навантаженням зображена на рис.1. Момент механічних втрат під навантаженням визначаємо за допомогою поліному другого порядку

$$M_{тзв} = a_i + b_i \cdot n_d + c_i \cdot n_d^2, \quad (14)$$

де  $a_i, b_i, c_i$  — постійні коефіцієнти поліноміальної залежності.

Точність виконаних регресій для визначення моменту механічних втрат (як без, так і з урахуванням втрат на привід турбокомпресора) становить 99,8%.

## Література

1. Автомобильные двигатели / Архангельский В.М., Вихерт М.М., Воинов А.Н. и др. Под ред. М.С. Ховаха. — М.: Машиностроение, 1977. — 591 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — 4-е изд., перераб и доп. — М.: Машиностроение, 1983. — 372 с., ил.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. — 640 с.

УДК 621.436

## ВПЛИВ РІЗНИХ ТИПІВ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ НА РОБОТУ ДИЗЕЛІВ

*Кандидат технічних наук Говорун А.Г.,  
Сельский М.П., Куций П.В.*

*В статті розглянуто основні типи автоматичних регуляторів частоти обертання колічастого валу дизеля та наведено тип регулятора, який дозволить знизити експлуатаційну витрату палива при виконанні технологічних сільськогосподарських операцій.*

*Herein are considered the basic types of automatic regulation of frequency of a diesel crankshaft rotation and is presented the type of regulation allowing reduction of the exploitation fuel consumption during technological agricultural operations.*

Дизелі найбільш розповсюджені двигуни внутрішнього згорання, які використовуються в усіх галузях народного господарства. Така популярність дизелів пояснюється, перш за все, їх високою ефективністю і пов'язаною з цим економічністю. До найбільш важливих галузей їх використання відносяться [1]:

- стаціонарні силові агрегати (дизель-генератори);
- легкові та легкі вантажні автомобілі;
- великотоннажні вантажні автомобілі;
- будівельна техніка;
- сільськогосподарська техніка;
- тепловози;
- судна.

Дизелі працюють в широких межах змін швидкісних і навантажувальних режимів і залежать від умов в яких вони використовуються. Економічні та токсичні показники роботи дизелів, до яких зараз прикута особлива увага, в значній мірі залежать як від режимів роботи, так і часу роботи на цих режимах.

У процесі експлуатації колісних транспортних засобів (КТЗ) режими роботи двигуна можуть змінюватися в широких межах, як наслідок зміни його характеристик, які залежать як від положення органа керування двигуном, так і від інших факторів, які визначають режим роботи двигуна. До факторів, які впливають на показники відносяться необхідна швидкість руху, опір дороги, який визначається її станом та рельєфом, маса вантажу, погодні умови тощо; для сільськогосподарських машин до таких чинників відносяться вид виконуваної роботи, тип обладнання, що використовується, опір ґрунту, що обробляється, який обумовлений його складом, погодними умовами тощо. Ці чинники визначають відмінності в величинах крутного моменту та швидкості обертання колічастого валу навіть при виконанні однотипними машинами однакових технологічних операцій, а також зміну навантаження на двигун протягом виконання операції. Окремим випадком неусталених режимів роботи є перехідні процеси при порушенні динамічної рівноваги — зміна режиму роботи в напрямку наближення значень крутного моменту двигуна та моменту опору до встановлення нової динамічної рівноваги.