

ВИМОГИ ДО ТОЧНОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ФІЗИЧНИХ ВЕЛИЧИН ПРИ ПРОВЕДЕННІ ВИПРОБУВАНЬ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ

Подригало Михайло Абович, докт. техн. наук, професор, завідувач каф. ТМ та РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: pmikhab@gmail.com, ORCID: [0000-0002-1624-5219](https://orcid.org/0000-0002-1624-5219)

Шейн Віталій Сергійович, канд. техн. наук, доцент каф. ТМ та РМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: sheinvskhadi@gmail.com, ORCID: [0000-0002-9282-0190](https://orcid.org/0000-0002-9282-0190)

Випробування автотракторних двигунів на стендах є відповідальним етапом процесу постановки на виробництво. Вірогідність отриманих характеристик двигунів залежить від точності вимірювання фізичних величин. Точність вимірювання описує якість вимірювань у цілому, поєднуючи поняття вірності вимірювань і прецизійності вимірювань. Поняття точності також використовується як якісна характеристика засобу вимірювання, що відображає близькість до нуля його похибки. Точність вимірювання кількісно оцінюють зворотною величиною модулю відносної похибки.

При проведенні випробувань на стенді визначають максимальну ефективну потужність ДВЗ, максимальний ефективний крутний момент двигуна, ефективний коефіцієнт корисної дії, частоту обертів колінчастого валу, втрати палива тощо.

Найчастіше метою випробувань на стенді є визначення характеристик ДВЗ при реалізації максимально ефективної потужності $N_{e\max}$.

В роботі [1] розглядалося питання визначення вимог до вимірювання фізичних величин при натурному масштабному моделюванні. Визначено, що зі зростанням лінійного масштабного коефіцієнту при фізичному моделюванні зростають вимоги до точності вимірювань. У відповідності до лінійного масштабного коефіцієнту необхідно обирати і масштабні коефіцієнти інших фізичних величин.

При випробуванні ДВЗ на часткових швидкісних характеристиках ефективна потужність, яка реалізується, менше ніж максимальна ефективна потужність $N_{e\max}$. Тому випробування, що проводяться на режимах, які вказано, можна розглядати як масштабне моделювання потужності.

Масштабний коефіцієнт потужності в цьому випадку визначається як [1]

$$m_N = \frac{N_{e\max}}{N'_{e\max}}, \quad (1)$$

де $N'_{e\max}$ – максимальна ефективна потужність двигуна на частковій швидкісній характеристиці.

Співвідношення максимально припустимих похибок при визначенні параметрів $N_{e\max}$ та $N'_{e\max}$ [1] можна визначити наступним чином:

$$\frac{\Delta N_{e\max}}{[\Delta N'_{e\max}]_{\min}} = m_N, \quad (2)$$

де $\Delta N_{e\max}$ – регламентована похибка при вимірюванні потужності на частковій швидкісній характеристиці;

$[\Delta N'_{e\max}]_{\min}$ – припустима похибка при вимірюванні потужності на частковій швидкісній характеристиці.

З виразу (2) визначимо

$$[N'_{e\max}]_{\min} = \frac{\Delta N_{e\max}}{m_N} = \frac{\Delta N_{e\max}}{N_{e\max}} = N'_{e\max}. \quad (3)$$

З виразу (3) робимо висновок про те, що припустимі відносні похибки вимірювань потужності на зовнішній та частковій характеристиках ДВЗ повинні дорівнювати один одному.

У відомій роботі [1] вихідним параметром для розрахунку масштабних коефіцієнтів фізичних величин є лінійний масштабний коефіцієнт m_L . У випадку, що розглядається, лінійний масштабний коефіцієнт m_L є умовною величиною пов'язаною з масштабними коефіцієнтами інших фізичних величин залежностями

$$m_N = m_L^{7/2}; \quad (4)$$

$$m_{Me} = \frac{m_N}{m_\omega} = \frac{m_L^{7/2}}{m_L^{-1/2}} = m_L^4, \quad (5)$$

де m_{Me} – масштабний коефіцієнт крутного моменту,

$$m_{Me} = \frac{M_{e\max}}{M'_{e\max}} = \frac{N_{e\max}}{\omega_{e\max}} \cdot \frac{\omega'_{e\max}}{N'_{e\max}} = \frac{m_N}{m_\omega}, \quad (6)$$

$M_{e\max}$; $M'_{e\max}$ – максимальні ефективні крутні моменти ДВЗ при роботі на зовнішній та частковій швидкісних характеристиках.

Сумісне вирішення рівнянь (4) та (5) дозволяє визначити взаємозв'язок між показниками m_{Me} і m_N

$$m_{Me} = m_N^{8/7} = \left(\frac{N_{e\max}}{N'_{e\max}} \right)^{\frac{8}{7}}. \quad (7)$$

По аналогії з визначенням похибки вимірювання потужності, визначимо похибку вимірювання ефективного крутного моменту ДВЗ на часткових швидкісних характеристиках

$$\left[\Delta M'_{e\max} \right]_{\min} = \frac{\Delta M_{e\max}}{m_{Me}} = \frac{\Delta M_{e\max}}{\left(N_{e\max} / N'_{e\max} \right)^{\frac{8}{7}}}. \quad (8)$$

При визначенні вимог до точності вимірювання кутової швидкості обертання колінчастого валу масштабний коефіцієнт кутової швидкості [1]

$$m_\omega = \frac{\omega_{e\max}}{\omega'_{e\max}} = \frac{V_{\max} / r}{V'_{\max} / r'} = \frac{V_{\max}}{V'_{\max}} \cdot \frac{r'}{r} = \frac{m_V}{m_L} = \frac{\sqrt{m_L}}{m_L} = \frac{1}{\sqrt{m_L}} = m_L^{-1/2}, \quad (9)$$

де V_{\max} ; V'_{\max} – умовна лінійна швидкість; r ; r' – умовні радіуси обертання (коефіцієнти зв'язку між лінійними та кутовими швидкостями колінчастого валу); m_V – масштабний коефіцієнт лінійної швидкості; m_L – лінійний масштабний коефіцієнт;

З рівняння (9) отримаємо

$$m_L = m_\omega^{-2}, \quad (10)$$

а з рівняння (4)

$$m_L = m_N^{2/7}. \quad (11)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (10) і (11) одну одній, отримаємо

$$m_\omega = m_N^{-1/7}. \quad (12)$$

Припустима похибка вимірювання кутової швидкості колінчастого валу

$$\left[\Delta \omega'_e \right]_{\min} = \frac{\Delta \omega_e}{m_\omega} = \frac{\Delta \omega_e}{\left(m_N \right)^{-\frac{1}{7}}} = \Delta \omega_e \left(\frac{N_{e\max}}{N'_{e\max}} \right)^{\frac{1}{7}}. \quad (13)$$

Висновки

1. Перехід з зовнішньої на часткову швидкісну характеристику ДВЗ потребує підвищення точності (зменшення похибки вимірювання) ефективних потужності та крутного моменту.

2. При цьому, похибка вимірювання кутової швидкості колінчастого валу може збільшуватись (див. залежність (13)).

Література

1. Подригало М.А., Шеїн В.С. Масштабне моделювання при проведенні експериментальних досліджень автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. Науковий журнал. Луцьк: ЛНТУ, 2023. №1 (20). С. 187-197.

НАВАНТАЖЕННІСТЬ ХОДОВИХ КОЛІС ВАНТАЖНИХ ВІЗКІВ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ПО РЕЙКАМ

Фідровська Наталія Миколаївна, докт. техн. наук, професор, зав. каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: nfidrovskaya@ukr.net, ORCID: 0000-0002-5248-273X.

Слепужніков Євген Дмитрович, канд. техн. наук, доцент,
Національний університет цивільного захисту України,
e-mail: slepuzhnikov@nuczu.edu.ua ORCID: 0000-0002-5449-3512.

Перевозник Ігор Петрович, аспірант,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: igorperevoznuk1970@gmail.com, ORCID: 0000-0002-4278-523X.

Чернишенко Олександр В'ячеславович ст. наук. співр. «Проммаш»,
e-mail: chernishen.alex@gmail.com, ORCID: 0000-0003-3255-1088;

Щукін Олександр Вікторович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: alexhome88@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6332-1811

Щербак Олег Віталійович, канд. техн. наук, доцент каф. БДМ,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
e-mail: olegcherbak@gmail.com. ORCID 0000-0002-7953-2135

Ходові колеса повинні відповідати умові міцності по контактним напруженням $\sigma \leq [\sigma]$.

Визначаємо контактні напруження в ободі колеса за формулою

$$\sigma = 505 \sqrt{\frac{K_D P}{BD}}, \quad (1)$$

де P – максимальна сила на колесо, кН; D – діаметр колеса, см; K_D – динамічний коефіцієнт, $K_D = 1 + av$, де v – швидкість пересування колеса, м/с; a – коефіцієнт, який залежить від типу підкранової балки, B – розрахункова ширина плоскої рейки.