

$$\eta^k = \eta_o^k \cdot \eta_{ГМ}^k \quad (4)$$

З метою подальшого вдосконалення методики діагностування шляхом контролю за технічним станом гідромашин без зняття їх з експлуатації, наприклад, шляхом контролю температури РР або вібраційних характеристик, і підвищення ефективності використання цих гідромашин, необхідно встановити кореляційні залежності відносно способу діагностування щодо перепаду тисків на режимі холостого ходу.

Подригало Михайло Абович, докт. техн. наук, професор, завідувач кафедри ТМ і РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, pmikhab@gmail.com

Тарасов Юрій Володимирович, докт. техн. наук, доцент каф. ТМ і РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, yuriy.ledd@gmail.com

Шеїн Вітадій Сергійович, доцент каф. ТМ і РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sheinvitalis@gmail.com

Холодов Михайло Павлович, к.т.н., доцент каф. автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, michaelkholodov@gmail.com

Ткаченко А. С., аспірант каф. ТМ і РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

Касьяненко О. В., магістрант каф. ТМ і РМ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОЦІНКА ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛІВ ПРИ РАЦІОНАЛЬНОМУ ЗНИЖЕННІ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНІВ

Тенденція до зменшення робочого об'єму двигунів внутрішнього згоряння, що намітилася останніми роками у світовому автомобілебудуванні, обумовлена необхідністю покращення екологічної обстановки та енергоефективності автомобільного транспорту.

У доповіді наведено результати досліджень авторів, що дозволили довести можливість зменшення потужності ДВЗ при збереженні заданої максимальної швидкості та заданого рівня показників динамічних властивостей автомобілів. Визначено взаємозв'язок між підвищенням ступеня використання номінальної потужності ДВЗ та зміною ефективною питомою витрати палива для карбюраторного бензинового двигуна, двигуна з безпосереднім впорскуванням бензину та дизельного двигуна.

Енергоефективність - це експлуатаційна властивість, що характеризує раціональне використання енергії двигуна (або іншого джерела механічної енергії) у процесі виконання автомобілем транспортної роботи. Енергоємність

транспортної роботи, при використанні автомобілів обмеженої та високої прохідності на дорогах з твердим покриттям та на бездоріжжі визначена в роботі [1]. У роботі [2] показано, що енергетична ефективність автомобіля багато в чому визначається ступенем його аеродинамічності, що стала атрибутом практично всіх, хто отримав визнання, дизайнерських рішень. З цього можна дійти невтішного висновку у тому, що показники аеродинамічного опору є визначальними в оцінці енергоефективності автомобілів. У роботі [3] представлені науково-технічні розробки, присвячені покращенню енергоефективності автомобілів.

Дослідження [4] присвячено розробці нових показників та критеріїв енергетичної економічності та енергетичної ефективності автомобілів. Необхідність нового підходу до оцінки енергоефективності обумовлена появою автомобілів з альтернативними джерелами енергії. У роботі [4] запропоновано розглядати не витрати палива, а витрати енергії як показники економічності автомобілів.

На початку створення теорії автомобіля авторами роботи [5], фахівцями в галузі авіації, була запропонована розрахункова формула для аеродинамічного опору

$$P_W = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2, \quad (1)$$

де C_x – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;

ρ – щільність повітря;

F – мідель (лобова площа) автомобіля;

V_a – швидкість руху автомобіля.

Автори роботи [8], приймаючи значення показника ступеня при $V_a=2$ вважали, що слід при розрахунках вибирати значення C_x залежно від швидкості руху автомобіля. Але про це надалі всі забули і стали приймати C_x при деякому постійному значенні швидкості, поширюючи використання зазначеного значення C_x весь швидкісний діапазон автомобіля.

Відомий німецький вчений Альфред Янте, який докладно досліджував автомобілі в аеродинамічній трубі, рекомендував визначати коефіцієнт C_x при швидкості продування повітрям, що дорівнює 10 м/с.

Застосування методу парціальних прискорень, реалізованого в мобільному реєстраційно-вимірювальному комплексі, дозволило авторам роботи [6] отримати удосконалену формулу для розрахунку сили аеродинамічного опору, що має вигляд

$$P_W = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}, \quad (2)$$

де A_w – коефіцієнт регресії, що відповідає значенню коефіцієнта лобового аеродинамічного опору при $V_a=1$ м/с.

Розрахунковій формулі (2), що розглядається, відповідає закон зміни коефіцієнта лобового аеродинамічного опору, що має вигляд

$$\hat{C}_x = \frac{A_w}{V_a^n}, \quad (3)$$

де n – Показник ступеня (коефіцієнт регресії).

Автор дослідження [7], використовуючи метод парціальних прискорень та мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс, провів експериментальні дослідження 9 моделей легкових автомобілів. В результаті було визначено показники A_w і n (таблиця 1).

Таблиця 1 – Результати визначення A_w та n [7]

Марка автомобіля	A_w	Показник ступеня n
ВАЗ-2170 «Приора»	3,60484	0,977252
ВАЗ-2110	2,697116	0,877632
ВАЗ-2111	11,41	1,298592
ВАЗ-2115	8,000009	1,124172
ВАЗ-2121	5,401333	0,947272
ЗАЗ-1103 «Славута»	3,837434	1,151153
Toyota Corolla E110	2,385834	0,903548
Daewoo Lanos	1,822555	0,808
ВАЗ-2107	1,897	0,866

Графіки залежності (3) для 9-ти досліджених у роботі [7] моделей легкових автомобілів представлені на рис. 1

Авторами М.А. Подригало і А.С. Ткаченком були раніше отримані вирази для визначення максимальної потужності двигуна при традиційному розрахунку сили аеродинамічного опору за формулою (1) і при уточненому розрахунку за формулою (2). Співвідношення між розрахунковими максимальними ефективними потужностями двигуна, розрахованими за традиційною методикою з використанням формули (1) та уточненої, запропонованої авторами, має вигляд

$$N''_{e \max} = N'_{e \max} - \frac{C_x \rho F}{8} V_{a \max}^3 \frac{1 - \frac{A_w}{C_x (1 - 0,25n)} V_{a \max}^n}{\eta_{тр}^{МГН} \cdot \eta_K^{МГН} \cdot \lambda N}, \quad (4)$$

де $N'_{e \max}$ – максимальна ефективна потужність двигуна, яка визначається при традиційному розрахунку сили аеродинамічного опору за формулою (1);

$N''_{e \max}$ – максимальна ефективна потужність двигуна, яка визначається при уточненому розрахунку сили аеродинамічного опору за формулою (2);

$\eta_{тр}^{мгн}, \eta_{к}^{мгн}$ – миттєві ККД трансмісії та коліс (ходової частини) автомобіля;

λN – відношення ефективної потужності двигуна N_e , що розвивається при даній швидкості V_a до $N_{e\max}$.

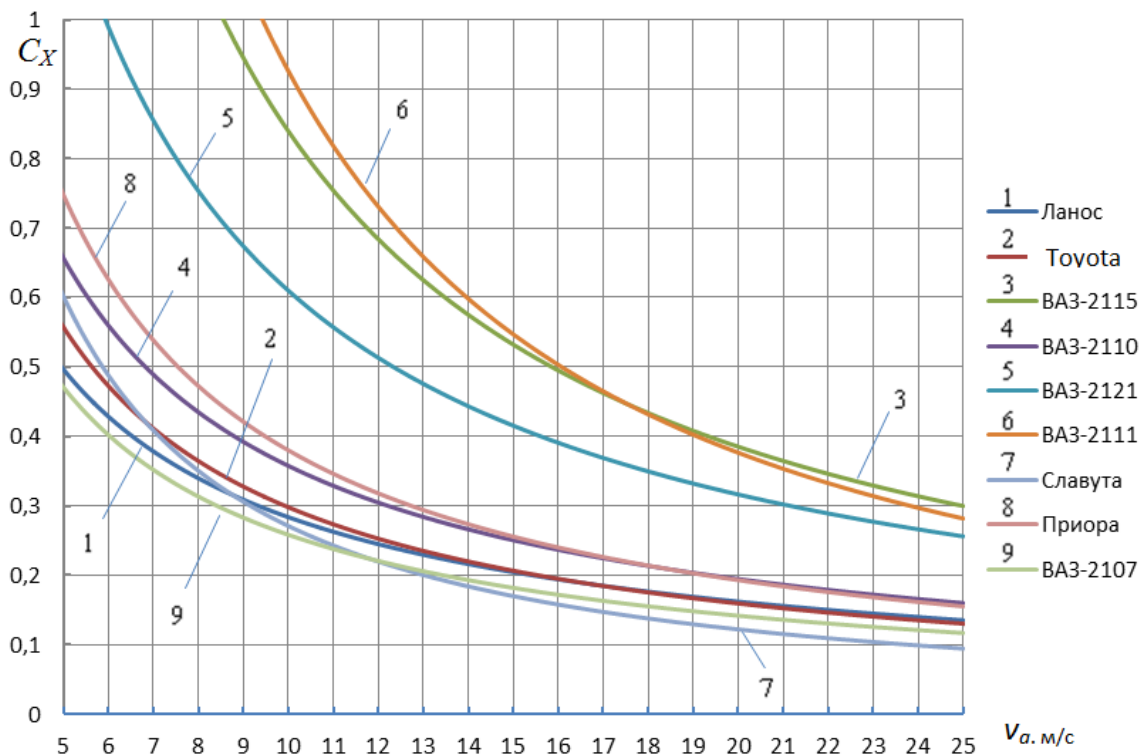


Рисунок 1 – Залежність коефіцієнта C_x від швидкості [7]

Незалежно від того, за традиційною або уточненою методикою визначення сили аеродинамічного опору здійснювався розрахунок необхідної максимальної потужності двигуна, дійсні витрати потужності двигуна при русі автомобіля з максимальною швидкістю будуть однакові. Відрізнятимуться лише ступеня використання максимальної ефективної потужності двигуна. Припустимо, що у разі уточненого розрахунку максимальної ефективної потужності двигуна, збільшення ступеня її використання за максимальної швидкості руху автомобіля відбудеться зменшення витрати палива.

Література

1. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. Автомобили. М. – Л. : Машиностроение, 1973. 504 с.
2. Гащук П. Н. Энергетическая эффективность автомобиля. Львов : СВІТ, 1992. 208 с.
3. Евсеев П. П. Некоторые вопросы энергетики автомобиля. Київ : ЗАТ «Віпол», 2006. 236 с.

4. Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тарасов Ю. В., Ефимчук В. М. Энергетическая экономичность автомобиля и критерии её оценки. *Вісник національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: автомобіле- та тракторобудування. Харків 2015. №10 (1119). С. 28-37.

5. Техническая энциклопедия / Бах А. Н., Бернштейн-Коган С. В., Вейс А. Л. и др. М.: Типография Мосполиграф, 1927. Т. 1. 858 с.

6. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / Артёмов Н. П., Лебедев А. Т., Подригало М. А. и др. Харьков : «Міськдрук», 2012. 220 с.

7. Тарасов Ю. В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації : автореф. дис. ... д-ра. техн. наук : спец. 05.22.02. Харків, 2021. 40 с.

Рибалко Ірина Вільгельмівна, к.т.н., доцент каф. Технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ НАПИЛЕННЯ ДЛЯ ВІДНОВЛЕННЯ ЗНОШЕНИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ ДВЗ

Основними деталями двигунів внутрішнього згоряння, які визначають ресурс роботи двигуна, є колінчастий вал, розподільний вал та деталі циліндропоршневої групи. З цих деталей однією з найдорожчих є колінчастий вал, тому розробка нових методів відновлення колінчастих валів, а також вибір критеріїв оцінки ефективності того чи іншого методу відновлення є актуальним завданням.

Колінчастий вал – найбільш складна в конструктивному відношенні та найбільш напружена деталь двигуна, що сприймає знакозмінні навантаження від сил тиску газів, сил інерції та їх моментів. Дія цих сил і моментів призводить до виникнення в матеріалі колінчастого валу значних напруг скручування, вигину та розтягування-стиснення. Крім того, моменти, що періодично змінюються, викликають крутильні коливання валу, які створюють додаткову напругу в матеріалі деталі. Шийки валу піддаються змінним навантаженням, що досягають великих значень, що викликають підвищений знос. Також при експлуатації колінчастого валу можуть виникнути механічні та корозійно-механічні види зносу.

Підвищення міцності колінчастого валу досягається покращенням його конструкції та матеріалу, підвищенням жорсткості, усуненням концентраторів напруги, застосуванням повноопорних схем, гасників крутильних коливань, прогресивних методів термічної обробки та покриттів. Позитивно впливає на надійність роботи колінчастого валу зниження жорсткості робочого процесу, а також забезпечення рівномірного крутильного моменту.