

# ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГУНІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ЗАКОРДОННОГО ВИРОБНИЦТВА

**Назаров Олександр Іванович**, к.т.н., доцент,

Харківський Національний автомобільно-дорожній університет,  
e-mail: [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net), ORCID: [0000-0002-9214-7506](https://orcid.org/0000-0002-9214-7506)

**Кулай Володимир Павлович**, аспірант кафедри Галузевого машинобудування та мехатроніки, Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки «Полтавська політехніка ім. Ю. Кондратюка»,  
e-mail: [LuKum339@gmail.com](mailto:LuKum339@gmail.com)

**Яценко Костянтин Сергійович**, бакалавр,  
Харківський Національний автомобільно-дорожній університет,  
e-mail: [gamerheadshot23@gmail.com](mailto:gamerheadshot23@gmail.com)

**Вступ.** Динаміка трансмісії важлива для забезпечення ефективного і безпечного руху транспортного засобу [1-5]. Вона впливає на загальну рухливість, комфорт і ефективність автомобіля, в тому числі на його здатність подолати різні дорожні умови.

Максимально досягне прискорення автомобіля обмежене двома факторами: максимальним крутним моментом на ведучих колесах і максимальним тягловим зусиллям на колесах.

Перший залежить від ефективності двигуна та трансмісії, а другий - від зчеплення шини з опорною поверхнею дороги.

**Мета роботи.** Метою роботи є оцінка впливу енергетичних характеристик двигунів на тягово-швидкісні характеристики сучасних легкових автомобілів закордонного виробництва.

**Матеріали та методи.** У статті використано матеріали закордонних публікацій із застосуванням методу математичного моделювання й теоретичного аналізу.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Відомо [2-7], що динаміка двигуна відноситься до процесів і характеристик, що стосуються руху і функціонування двигуна транспортного засобу. Двигун є ключовою частиною будь-якого транспортного засобу, і його динаміка грає важливу роль у загальному функціонуванні та ефективності.

Отже, динаміка двигуна важлива для розгону, подолання дорожнього опору, максимальної швидкості та покращення паливної ефективності транспортного засобу. Вона визначає загальну ефективність та динаміку транспортного засобу під час руху.

Показник потужності будемо визначати за формулою

$$P_e = \sum_{i=1}^3 P_i \cdot \omega_e^i = P_1 \cdot \omega_e + P_2 \cdot \omega_e^2 + P_3 \cdot \omega_e^3, \quad (1)$$

де  $P_1$  – показник, що характеризує крутний момент двигуна;  $P_2$  – показник, що характеризує навантаженість транспортного засобу;  $P_3$  – показник, що характеризує силу опору.

Динаміка трансмісії, якщо ми використовуємо  $\omega_m$  для позначення кутової швидкості колінчастого вала двигуна, при якій потужність двигуна досягає максимального значення  $P_m$ , виміряного в кВт, то для двигунів за рекомендацією [8-10] використовуємо показники у загальному вигляді

$$P_1 = \frac{P_m}{\omega_m}, \quad (1)$$

$$P_2 = \frac{P_m}{\omega_m^2}, \quad (2)$$

$$P_3 = -\frac{P_m}{\omega_m^3}. \quad (3)$$

За рекомендацією [8-10], у разі застосування дизельних двигунів з непрямым впорскуванням маємо

$$P_1 = 0,6 \cdot \frac{P_m}{\omega_m}, \quad (4)$$

$$P_2 = 1,4 \cdot \frac{P_m}{\omega_m^2}, \quad (5)$$

$$P_3 = -\frac{P_m}{\omega_m^3}. \quad (6)$$

Крутний момент двигуна  $T_e$  - це момент, який забезпечує потужність  $P_e$ , що визначається як

$$T_e = \frac{P_e}{\omega_e} = P_1 \cdot \omega_e + P_2 \cdot \omega_e^2 + P_3 \cdot \omega_e^3. \quad (7)$$

Розглянемо на прикладі зразкових двигунів «Модель 1» і «Модель 2».

Модель 1 має 6-циліндровий подвійний турбодвигун літражем  $3596 \text{ см}^3$ . Двигун забезпечує максимальну потужність  $P_m=353 \text{ кВт} \approx 480 \text{ к.с.}$  при  $\omega_m=6000 \text{ хв}^{-1} \approx 628 \text{ с}^{-1}$ , а максимальний крутний момент  $T_m = 620 \text{ Н м}$  при  $\omega_e=5000 \text{ хв}^{-1} \approx 523 \text{ с}^{-1}$ .

При цьому автомобіль із двигуном «Модель 1» здійснює розгон на першій передачі від 0 до 96 км/год за 3,7 с та має максимальну швидкість 310 км/год.

Отже, за рівняннями (1) – (3) двигун “Модель 1” має наступні коефіцієнти

$$P_1 = \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{353}{628} = 562 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/с}, \quad (8)$$

$$P_2 = \frac{P_m}{\omega_m^2} = \frac{353}{628^2} = 0,895 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/с}^2, \quad (9)$$

$$P_3 = -\frac{P_m}{\omega_m^3} = -\frac{353}{628^3} = -1,425 \cdot 10^{-6} \text{ кВт/с}^3. \quad (10)$$

Тоді, його функція енергетичних характеристик згідно із (1) має вигляд

$$P_e = 562 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e + 0,895 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e^2 - 1,425 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_e^3. \quad (11)$$

У моделі 2 використовується двигун V8 з літражем 6997 см<sup>3</sup>.

Двигун забезпечує максимальну потужність  $P_m=377$  кВт $\approx$ 512 к.с. при  $\omega_m=6300$  хв<sup>-1</sup>  $\approx$  660 с<sup>-1</sup>, а максимальний крутний момент  $T_m=637$  Н м при  $\omega_e=4800$  хв<sup>-1</sup>  $\approx$ 502 с<sup>-1</sup>.

При цьому автомобіль із двигуном «Модель 2» здійснює розгон від 0 до 100 км/год за 3,9 с на першій передачі. Його максимальна швидкість становить 320 км/год.

Із рівнянь (1)-(3) потужності для двигуна «Модель 2» отримаємо наступні коефіцієнти

$$P_1 = \frac{P_m}{\omega_m} = \frac{377}{660} = 571 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/с}, \quad (12)$$

$$P_2 = \frac{P_m}{\omega_m^2} = \frac{377}{660^2} = 0,865 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/с}^2, \quad (13)$$

$$P_3 = -\frac{P_m}{\omega_m^3} = -\frac{377}{660^3} = -1,311 \cdot 10^{-6} \text{ кВт/с}^3. \quad (14)$$

І його функція енергетичних характеристик буде мати вигляд

$$P_e = 571 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e + 0,865 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_e^2 - 1,311 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_e^3. \quad (15)$$

**Результати та обговорення.** Як видно, нижче кривої  $P_e = P_e(\omega_e)$  двигун теоретично може працювати в будь-якій точці при зниженні ефективності.

Припустимо, що частота обертання колінчастого вала двигуна підтримується за рахунок застосування гальмівної сили.

Потужність зростає разом із  $\omega_e$  і продовжує зростати до максимальної потужності  $P_m$ , а потім починає зменшуватися.

Крутний момент  $T_e = P_e/\omega_e$  також зростає з  $\omega_e$ , але досягає максимальної точки перед максимальною потужністю.

Отже, крутний момент починає зменшуватися раніше, ніж потужність.

Проаналізуємо криві ефективності двигуна. Передбачається, що двигуни перетворюють хімічну енергію, закладену в палива в механічну енергію на колінчастому валу двигуна. Залежно від робочих умов це перетворення відбувається з певною ефективністю.

Отже, кожна точка під кривою  $P_e = P_e(\omega_e)$  може бути робочим станом при певній ефективності.

Зразок енергетичних характеристик двигунів у вигляді контурів із сталим ККД показано на рис. 1.

Видно, що крива потужності рухається вгору, коли ККД збільшується.

Коли двигун працює на максимумі крутного моменту на певній передачі, він створює певний рівень крутного моменту, помноженого на загальне передавальне число на приводі колеса. Це найкраща ефективність у цьому варіанті.

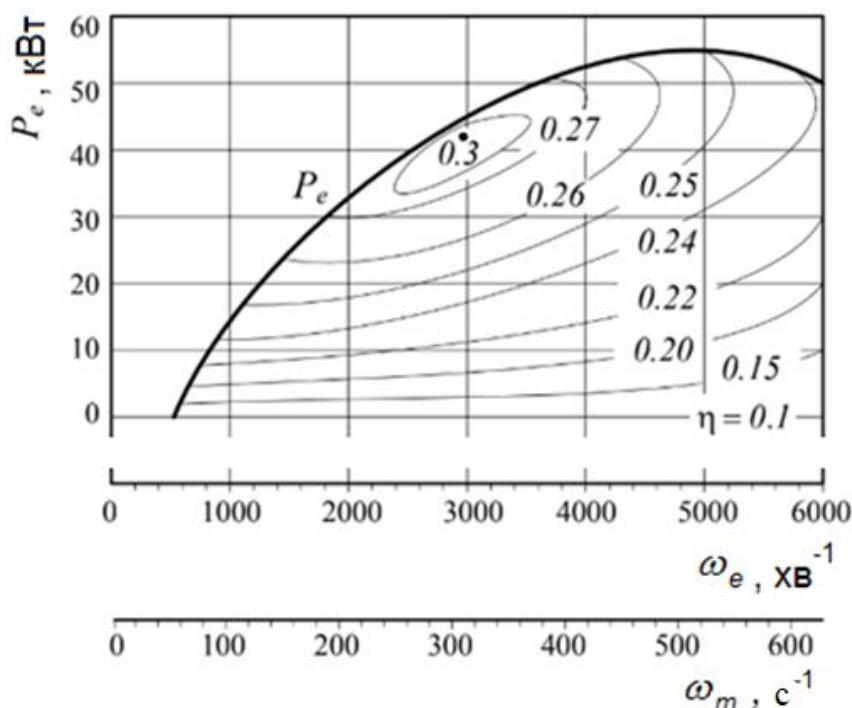


Рисунок 1 - Зони потужності двигуна із постійними контурами ефективності

**Висновки.** Змінюючи передачу і змушуючи двигун працювати на максимумі потужності, забезпечується менший крутний момент.

Однак, двигун буде передавати більше крутного моменту на ведучі колеса для тієї швидкості руху автомобіля. При цьому через зменшення потужності крутний момент двигуна падає на  $[380-360]/360 \approx 6\%$ .

### Література

1. Wong, J. Y., 2001, Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons, New York.
2. Andrzejewski, R., and Awrejcewicz, J., 2005, Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle, Springer-Verlag, New York.
3. Cossalter, V., 2002, Motorcycle Dynamics, Race Dynamic Publishing, Greendale, WI.
4. Genta, G., 2007, Motor Vehicle Dynamics, Modeling and Simulation, World Scientific, Singapore.
5. Haney, P., 2003, The Racing and High—Performance Tire, SAE Inc.
6. Milliken, W. F., and Milliken, D. L., 2002, Chassis Design, SAE Inc.
7. Goldstein, H., Poole, C., and Safko, J., 2002, Classical Mechanics, 3rd ed., Addison Wesley, New York.
8. Andrzejewski, R., and Awrejcewicz, J., 2005, Nonlinear Dynamics of a Wheeled Vehicle, Springer-Verlag, New York.

9. Rajamani, R., 2006, Vehicle Dynamics and Control, Springer-Verlag, New York.

10. Goldstein, H., Poole, C., and Safko, J., 2002, Classical Mechanics, 3rd ed., Addison Wesley, New York.

## **ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЗЕМЛЕРІЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН: СУЧАСНІ МЕТОДИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ВДОСКОНАЛЕННЯ**

**Олєйнікова Олександра Михайлівна**, к.т.н., доцент,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,  
e-mail: [oleksandraolieinikova@gmail.com](mailto:oleksandraolieinikova@gmail.com), ORCID: [0000-0002-5373-9680](https://orcid.org/0000-0002-5373-9680)

**Шевченко Валерій Олександрович**, к.т.н., доцент,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,  
e-mail: [valery03102016@gmail.com](mailto:valery03102016@gmail.com), ORCID: [0000-0001-8707-1837](https://orcid.org/0000-0001-8707-1837)

Стабільність руху землерійно-транспортних машин на заданій траєкторії має вирішальне значення для забезпечення їх ефективності та безпеки. Уникнення відхилень від траєкторії є ключовим завданням, оскільки недотримання цієї вимоги може призвести до зниження робочої ефективності, збільшення собівартості та аварійних ситуацій. Сучасні методи забезпечення курсової стійкості включають автоматизоване керування їх положенням та робочим обладнанням за допомогою зовнішніх систем стеження, автоматизоване керування на основі даних, отриманих від вбудованих датчиків, а також впровадження додаткових пристроїв до конструкції машини, що дозволяють регулювати її параметри.

Для підвищення показників стійкості руху широко використовуються передові технології, такі як супутникові системи, системи лазерного наведення, системи контролю за положенням відносно зовнішніх опор, системи, що змінюють кут повороту керованих коліс у горизонтальній та вертикальній площинах, а також системи, що регулюють положення центру ваги машини. Аналіз конструкцій та систем цих машин дозволяє виявити недоліки, які можна усунути після проведення глибокого аналізу. Порівняльний аналіз витрат показує економічну вигідність використання додаткових пристроїв, які регулюють параметри самої машини.

Конструктивні рішення для забезпечення стабільності руху, на прикладі автогрейдерів, включають гідравлічні системи керування положенням робочого обладнання та передніх коліс. Усі ці аспекти дозволяють визначити основні напрямки удосконалення машин з метою покращення курсової стійкості.

Метод, розглянутий у дослідженні, полягає у використанні механізму повороту та нахилу передніх коліс, що дозволяє підтримувати стабільність руху