

**Висновки за результатами досліджень і перспективи застосування методики та її подальшого розвитку.** Запропонована математична модель руху двоосного автомобіля в режимі гальмування дозволяє прогнозувати усі необхідні показники процесу гальмування і задавати та змінювати наступні параметри: показників мас та їх розподілу між осями; колісної бази та колії автомобіля; висоти центра мас та моментів інерції автомобіля і його коліс та їх розмірів, характеристик гальмівних механізмів і привода; приводного зусилля та темпу приведення в дію гальмівної педалі; коефіцієнта зчеплення коліс із дорожнім покриттям. Модель може застосовуватися для оцінки наслідків внесення змін конструктивних параметрів автомобілів та для «віртуальних» випробувань автомобілів з метою оцінки відповідності характеристик гальмівних систем.

### Література

1. Білецький В.О. Вдосконалення методики і технічних засобів діагностування гальмівних систем автомобілів. Дис. канд. техн. наук. 05.22.20. — К., 2003. — 146с.
2. Wrzesinski T. Hamowanie pojazdow samochodowych. — Warszawa, WKŁ, 1978, — 358 с
3. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: Пер. с англ. — М.: Машиностроение, 1975. — 216 с.

УДК 629.113

## ВПЛИВ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ ТРАНСМІСІЇ НА ПОКАЗНИКИ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ЗМІНІ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА В ШИРОКИХ МЕЖАХ

Кандидат технічних наук Брегіда Ф.М.,  
кандидат технічних наук Горбаха М.М.,  
Корпач О.А.

*Встановлено, що при зменшенні потужності двигуна показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля суттєво залежать від закону вибору передаточних відношень трансмісії, зокрема при зменшенні потужності двигуна до 70% від номінальної застосування оптимального ряду призводить до зменшення часу і шляху розгону автомобіля «Газель» на 14,29 і 14,44% відповідно.*

*It is established, that at reduction of capacity parameters of тягово-швидкісних властивостей of the automobile essentially depend on transfer relations of transmission, in particular, at reduction of capacity of the engine up to 70 % from nominal application of optimum lines provides reduction of time and a way of dispersal of automobile «Gazelle» by 14,29 % and 14,44 % accordingly.*

Постановка проблеми. Структура парку в Україні постійно змінюється і оптимізується, відповідно збільшується кількість модифікацій різних автомобілів, а також переобладнаних дорожніх транспортних засобів. Насамперед, це викликано тим, що номенклатура існуючої автомобільної техніки явно не задовольняє всіх потреб господарства, особливо щодо спеціалізованих і оснащених додатковим обладнанням колісних транспортних засобів (КТЗ). Значна частина транспортних засобів, що перебувають в експлуатації, складається з моделей, які зняті з виробництва, а значить, не випускаються і запасні частини до них, тому власники змушені застосовувати складові частини від інших автомобілів. Постійне подорожчання моторного палива спонукає власників транспортних засобів переобладнати автомобілі для роботи на газоподібних паливах, а також замінювати бензинові двигуни на дизелі.

При переобладнанні автомобілів за основу державного технічного нагляду за конструкцією взято контроль пристроїв, які впливають на активну безпеку КТЗ. Але на сьогоднішній день зовсім не привертається увага на експлуатаційні властивості автомобіля після переобладнання. Основним призначенням комерційного КТЗ є перевезення вантажів із одного пункту в інший в можливо короткий час. Це дозволяє ранжирувати показники ефективності і рахувати, що одним із головних критеріїв ефективності КТЗ при виконанні їм транспортної задачі може служити продуктивність, що визначається за час руху без зупинок добутком корисної вантажності на середню швидкість руху.

Найбільша кількість переобладнань припадає на автомобілі «Газель», так як основна частка двигунів, що встановлюються заводом-виробником, є бензинові, а якість та експлуатаційні властивості автомобілів з

цими двигунами не задовольняють власників. За даними, отриманими в ДП «ДержавтотрансНДПроект», на автомобілі «Газель» в експлуатації встановлюють дизелі таких фірм як: Iveco, Andoria, Mercedes-Benz, Ford, Peugeot, Hyundai, VW, VM, Rover, ГАЗ та ін. Параметри двигунів коливаються за потужністю в межах від 50 kW до 90 kW, за крутним моментом від 145 Н·м до 285 Н·м, за частотою обертання при максимальній потужності від 350 с<sup>-1</sup> до 500 с<sup>-1</sup>. Це ж стосується і нових моделей автомобіля, коли потужність двигуна в залежності від модифікації може змінюватися майже на 50%. При цьому трансмісія залишається, як правило, незмінною.

Продуктивність транспортних засобів при незмінній вантажності визначається середньою швидкістю руху, експлуатаційними умовами руху і майстерністю водія, тобто залежить від взаємодії основних ланок системи «КТЗ-дорога-водій-навколишнє середовище».

Серед експлуатаційних властивостей КТЗ можна виділити головну групу властивостей, що безпосередньо визначає середню швидкість руху, а саме: тягово-швидкісні властивості, гальмівні властивості, прохідність, стійкість руху, керованість, маневреність, плавність ходу [1].

Основними з них по ступеню впливу на середню швидкість руху є тягово-швидкісні властивості, які формують гранично можливі (потенційні) максимальні швидкості руху КТЗ на послідовних ділянках заданого маршруту, а відповідно і середню швидкість на маршруті.

**Метою роботи** є аналіз впливу передаточних чисел трансмісії автомобіля на показники тягово-швидкісних властивостей при зміні потужності двигуна в широких межах.

**Основна частина.** При розгляді системи «КТЗ — дорога — водій — навколишнє середовище» особливої уваги потребує підсистема «двигун — трансмісія», що пов'язано з відмінностями в потужності двигуна, що може бути встановленим на автомобіль, у швидкісних режимах його роботи, паливній економічності. При цьому детально аналізують тягово-швидкісні властивості автомобіля і його паливну економічність.

Тягово-швидкісні властивості автомобіля визначаються його здатністю до руху під дією поздовжніх сил ведучих коліс.

Ця група властивостей складається з тягових властивостей, які дозволяють автомобілю долати підйоми та буксирувати причепа, і швидкісних властивостей, які дозволяють йому здійснювати розганання, рухатись по інерції (вибіг) і з високими швидкостями [1].

Більшість конструктивних заходів, направлених на підвищення швидкісних властивостей автомобілів, тим чи іншим чином проявляються в інтенсивності процесів розганання — режимів руху, які найбільш характерні для всіх автомобілів у міських умовах, відносяться до передаточних чисел трансмісії. Ряд передаточних чисел механічної ступінчастої трансмісії автомобіля має на меті забезпечити раціональне використання діапазону трансмісії автомобіля, тобто отримання можливо найкращих тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності, виходячи із заданих вимог.

Визначати і досліджувати показники тягово-швидкісних властивостей досить складної механічної системи «авто-мобіль» та аналізувати вплив на неї зовнішніх чинників (водія, дороги) найкраще на математичній моделі. У теорії автомобіля широко застосовують моделі, що побудовані на швидкісних зовнішніх характеристиках двигуна, зокрема і диференціальне рівняння прямолінійного руху, а саме [2]:

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{оп}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin\alpha, \quad (1)$$

де  $M_a$  — повна маса автобуса, кг;

$\delta_{об}$  — коефіцієнт, який урахує обертові маси автобуса;

$P_{кол}(V)$  — повна колова сила на ведучих колесах автобуса, Н;

$P_{оп}(V, V^2)$  — сума сил опору руху автобуса, які залежать від швидкості його руху, Н;

$G_a \cdot \sin\alpha$  — сила опору підйому, Н;

$G_a$  — сила тяжіння від повної маси автобуса, Н;

$\alpha$  — кут поздовжнього нахилу полотна дороги;

$V$  — швидкість руху автобуса, м/с;

$dV/dt$  — прискорення автобуса, м/с<sup>2</sup>.

Зважаючи на те, що аналітичну функцію для сили  $P_{кол}(V)$  точно визначити неможливо, зазначене диференціальне рівняння (1) другого порядку із сталими коефіцієнтами є таким, що в загальному випадку не

інтегрується. Проте його інтегрування можна провести, якщо вважати, що функція  $P_{\text{кол}}(V)$  задана або визначена, наприклад, коли розглядати роботу двигуна за швидкісною зовнішньою характеристикою [2].

Основною змінною у диференціальному рівнянні руху автомобіля є лінійна швидкість руху. У зв'язку з цим для інтегрування рівняння всі члени його правої частини мають бути виражені відносно лінійної швидкості руху.

Таким чином, для розв'язання рівняння руху автомобіля необхідно виразити повну колову силу та сили опору руху через лінійну швидкість руху автомобіля.

Повна колова сила на ведучих колесах є функцією крутного моменту двигуна, підведеного до ведучих коліс.

У розрахунках показників тягово-швидкісних властивостей найбільш зручним є використання залежності  $M_k = f(\omega)$  у вигляді [2]

$$M_k = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c, \quad (2)$$

де  $a, b, c$  — сталі коефіцієнти, котрі визначають за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа [57]:

$$a = \frac{M_{e \min}}{A_{11}} + \frac{M_{e \max}}{A_{12}} + \frac{M_{eN}}{A_{13}},$$

$$b = \left[ \frac{(\omega_N + \omega_M) \cdot M_{e \min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_N + \omega_{\min}) \cdot M_{e \max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_M) \cdot M_{eN}}{A_{13}} \right],$$

$$c = \left( M_{e \min} \cdot \frac{\omega_M \cdot \omega_N}{A_{11}} + M_{e \max} \cdot \frac{\omega_N \cdot \omega_{\min}}{A_{12}} + M_{eN} \cdot \frac{\omega_{\min} \cdot \omega_M}{A_{13}} \right),$$

де  $A_{11} = \omega_{\min}^2 - \omega_{\min}(\omega_N + \omega_M) + \omega_N \cdot \omega_M$ ;

$A_{12} = \omega_M^2 - \omega_M(\omega_N + \omega_{\min}) + \omega_N \cdot \omega_{\min}$ ;

$A_{13} = \omega_N^2 - \omega_N(\omega_M + \omega_{\min}) + \omega_M \cdot \omega_{\min}$ ;

$\omega_{\min}$ ,  $M_{k \min}$  — мінімальна кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, та крутний момент, Н·м, при цій кутовій швидкості;

$M_{k \max}$ ,  $\omega_M$  — максимальний крутний момент двигуна, Н·м, та кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, що йому відповідає;

$M_N$ ,  $\omega_N$  — крутний момент, Н·м, та кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с, що відповідають його максимальній потужності.

Якщо відомі параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна, наприклад, за результатами експериментальних досліджень, то за допомогою рівняння (2) знаходять крутний момент двигуна, а потім і колову силу. При зменшенні потужності двигуна збільшити колову силу на ведучих колесах можна за рахунок збільшення передаточного відношення головної передачі автомобіля. Проте збільшення колової сили на ведучих колесах призводить до погіршення швидкісних властивостей автобуса, зокрема максимальної швидкості  $v_{\max}$ , часу  $T$  і шляху  $S$  розгону до максимальної швидкості, що є суттєвими для сучасних автомобілів.

Розглянемо як зміняться показники швидкісних властивостей автомобіля (на прикладі автомобіля «Газель»), а саме час та шлях його розгону автобуса до максимальної (нормативної) швидкості, максимальне і середнє прискорення на передачі при зменшенні потужності двигуна від номінальної до 75%.

Максимальна швидкість руху автомобіля в кожному окремому випадку визначається шляхом розв'язку рівняння балансу потужностей, яке приведене до виду:

$$v_{\max}^3 k_F + v_{\max}^2 k_f G_a + v_{\max} f_0 G_a - 1000 N_e \eta_m = 0. \quad (3)$$

Розв'язок даного рівняння здійснено за допомогою програмного забезпечення Mathcad 2014. Аналіз отриманих результатів показує, що при зменшенні максимальної потужності до 75% від номінальної максимальна швидкість зменшується тільки на 16,00 %. Проте одна максимальна швидкість не може в повній

мірі характеризувати швидкісні можливості автомобіля. Тому поряд з максимальною швидкістю розглянемо і зміну часу і шляху розгону до максимальної швидкості.

У відповідності з нормативними документами показники тягово-швидкісних властивостей визначають на прямолінійних ділянках дороги. Характеристики розганання визначають на горизонтальних ділянках дороги ( $\alpha = 0$ ), тому, якщо позначити у (2)

$$a_i = A_i - K_w F, \quad b_i = B_i - K_f M_a \cdot g, \quad c_i = C_i - f_0 \cdot M_a \cdot g, \quad (4)$$

де  $K_w$  — коефіцієнт обтічності,  $\text{H} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ ;  $F$  — площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну його поздовжній осі,  $\text{м}^2$ ;  $K_f$  — коефіцієнт, який враховує змінювання опору коченню в залежності від швидкості;  $f_0$  — коефіцієнт опору коченню при швидкостях, близьких до нуля, диференціальне рівняння руху запишеться у вигляді [68]

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i, \quad (5)$$

Після розділу змінних та інтегрування правої і лівої частин диференціального рівняння одержимо вирази для розрахунку часу розганання автомобіля в діапазоні від початкової швидкості  $V_n$  до кінцевої  $V_k$  [68]

$$\tau = M_a \cdot \delta_{об} \cdot \int_{V_n}^{V_k} \frac{dV}{a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i}. \quad (6)$$

Даний інтеграл є табличним.

Шлях розганання визначається як

$$S = \frac{1}{2a_i} \left\{ M_a \cdot \delta_{об} \cdot \ln \left| a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i \right| \Big|_{V_n}^{V_k} - b_i \cdot \tau \right\}. \quad (7)$$

При розрахунках часу і шляху розганання початкова швидкість на нижчій передачі  $V_{n1} = 0$ , а кінцева  $V_{k1}$  відповідає номінальній кутовій швидкості колінчастого вала двигуна  $\omega_N$ , тобто

$$V_{k1} = \frac{\omega_N \cdot r_h}{U}.$$

Аналіз експериментальних характеристик розганання автомобіля показує, що. Зниження швидкості за час переключення передач можна визначити як

$$V_{nep} = 9,3 \cdot \psi \cdot t_n$$

де  $\psi$  — коефіцієнт опору дороги;  $t_n$  — час переключення передач,  $t_n = 0,5 \dots 0,5$  с

Тоді початкова швидкість на кожній наступній передачі складатиме

$$V_{n(i+1)} = V_{ki} - V_{nep}.$$

Коефіцієнт, що враховує обертові маси автомобіля, при розгананні

$$\delta_{об} = 1 + \frac{I_d \cdot U_i^2 \cdot \eta_m + \sum I_k}{M_a \cdot r_d \cdot r_k},$$

де  $I_d$  — момент інерції оберткових мас двигуна,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\sum I_k$  — сума моментів інерції всіх коліс автомобіля,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ .

Максимальне прискорення автомобіля на заданій передачі [68]:

$$j_{\max} = \frac{1}{M_a \cdot \delta_{об}} \cdot \left( c_i - \frac{b_i^2}{4 \cdot a_i} \right). \quad (8)$$

Зважаючи на те, що передаточні відношення трансмісії на крайніх передачах однакові, зміна максимальних прискорень буде обумовлена тільки зміною потужності двигуна. Зокрема, для автомобіля «Газель» максимальне прискорення на першій передачі складає 1,71 м/с<sup>2</sup> за номінальної потужності і зменшується до 1,24 м/с<sup>2</sup> за потужності 0,75 Ne.

Максимальні прискорення на проміжних передачах у значній мірі залежать від закону (методики) визначення передаточних відношень цих передач. На рис. 1 наведені у якості прикладу гістограми розподілу максимальних прискорень на проміжних передачах для автомобіля «Газель».

Аналіз даних рис. 1 показує, що своїх максимальних значень прискорення досягає при визначенні передаточних відношень проміжних передач за методиками Л.Г.Аніскіна і Х.Д.Квітко, а також О.А.Токарева. Пояснюється це тим, що за цих методик передаточні відношення проміжних передач більші у порівнянні зі стандартною трансмісією. Середні прискорення на передачах складають від 92% до 75% від максимальних в залежності від передачі і передаточних відношень передач, що визначені за різними законами і методиками. При цьому закономірність їх зміни та ж, що і для максимальних прискорень.

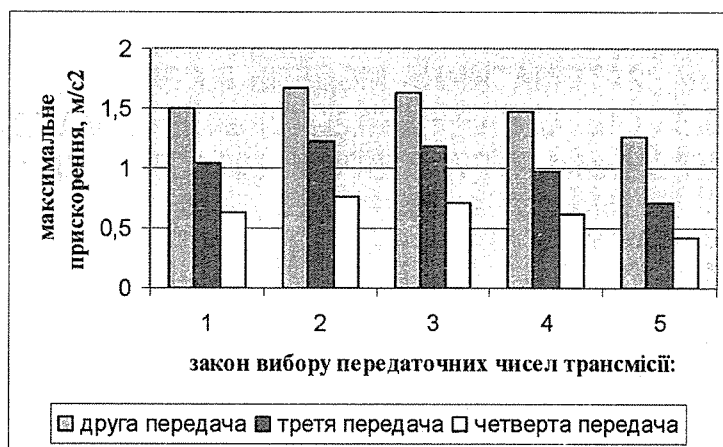


Рис. 1. Гістограма розподілу максимальних прискорень автомобіля «Газель» на передачах: 1 — стандартна трансмісія; 2-ряд Аніскіна; 3 — ряд Токарева; 4 — динамічний ряд; 5 — ряд Наркевича

Проте характеризувати розгонні якості автомобіля лише максимальними і середніми прискореннями недостатньо, бо передаточні відношення трансмісії визначають і діапазони швидкостей, у яких здійснюється розгон на передачах, що може суттєво вплинути на час та шлях розгону автобусів як до максимальної, так і нормативної швидкості.

У табл. 1 наведені значення часу і шляху розгону автомобіля при зменшенні потужності двигуна за різних законів і методик вибору передаточних відношень трансмісії.

Таблиця 1

Час розгону автомобіля «Газель» до максимальної швидкості

% Ne/V <sub>max</sub> м/с	Час/шлях розгону автомобіля (с/м)				
	Стандарт. ряд	Динам. ряд	Ряд Аніскіна	Ряд Наркевича	Ряд Токарева
1	2	3	4	5	6
100/28,503	46,658/636,14	49,728/670,43	49,954/706,54	45,727/683,32	44,432/594,54
85/28,001	58,685/886,54	54,432/870,42	61,532/906,54	56,034/871,43	53,132/854,12
70/27,472	95,576/2013,3	93,453/2178,6	108,975/2198,2	103,54/2076,1	81,896/1723,5

Аналіз даних табл. 1 показує, що за обраними критеріями процесу розгону автомобіля кращі показники забезпечують трансмісії, передаточні числа яких обрані за законом динамічного ряду і методикою Токарева. Так, за номінальної потужності двигуна зменшення часу і шляху розгону автомобіля з оптимальною трансмісією (ряд Токарева) складає відповідно 4,77% і 6,56%. Проте, при зменшенні потужності двигуна до 70% від номінальної застосування оптимального ряду призводить до зменшення часу і шляху розгону автомобіля відповідно на 14,29% і 14,44%, що вже суттєво.

**Висновки.** Встановлено, що при зменшенні потужності двигуна показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля суттєво залежать від закону вибору передаточних відношень трансмісії.

Так, за номінальної потужності двигуна зменшення часу і шляху розгону автомобіля з оптимальною трансмісією (ряд Токарева) складає відповідно 4,77% і 6,56%. Проте, при зменшенні потужності двигуна до 70% від номінальної застосування оптимального ряду призводить до суттєвого зменшення часу і шляху розгону автомобіля відповідно на 14,29% і 14,44%.

### Література

1. Фаробин Я.Е., Шупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. — М.: Транспорт, 1983. — 200 с.
2. Філіпова Г.А., Бумага О.Д., Горбаха М.М. Вплив передаточних чисел трансмісії автобуса, що працює на газоподібному паливі, на показники його швидкісних властивостей// Автошляховик України. Окремий випуск. Управління безпекою та якістю транспортних засобів і перевезень. — 2003. — С. 102-105.
3. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. — М.: Военное издательство министерства обороны Союза ССР, 1957. — 455с.

УДК 621.4.001

## УТОЧНЕНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ АВТОМОБІЛЯ З ДИЗЕЛЕМ ОБЛАДНАНИМ ГАЗОТУРБІННИМ НАДДУВОМ ТА ЕЛЕКТРОННИМ РЕГУЛЯТОРОМ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ

Кандидат технічних наук Говорун А.Г.,  
кандидат технічних наук Корпач А.О.,  
Павловський М.В.

*Приведені особливості математичної моделі руху автомобіля з дизелем обладнаним газотурбінним наддувом та електронним регулятором частоти.*

*Features of mathematical model of movement of the car with a turbocharged diesel and an electronic regulator of frequency are resulted.*

**Вступ.** При проектуванні і доведенні двигунів, колісних транспортних засобів часто використовують значну кількість складних і трудомістких експериментальних досліджень.

**Метою роботи** є уточнення математичної моделі руху автомобіля з дизелем, обладнаним газотурбінним наддувом та електронним регулятором частоти обертання дизеля для виконання розрахункових досліджень руху автомобіля за режимами Європейського їздового циклу.

**Основна частина.** Розробці математичних моделей присвячено значну кількість робіт [1,2,3].

Рух автомобіля за режимами Європейського їздового циклу задається умовною величиною прискорення (сповільнення)  $\frac{dV}{dt}$ ,  $\frac{d\omega}{dt}$ , постійної швидкості  $V$ ,  $\omega$  та часом виконання  $t$  режимів на стенді з біговими барабанами.

Особливістю математичної моделі автомобіля з дизелем, обладнаного регульованим газотурбінним наддувом та електронною системою автоматичного регулювання частоти обертання (САРЧ) колінчастого вала заключається в особливостях їх роботи.

Електронний регулятор складається з електронного блока управління та електромеханічного виконавчого механізму, виконаного у вигляді пропорційного поворотного електромагніта, якір якого зв'язаний через шарову цапфу с дозуючою втулкою паливного насоса високого тиску (ПНВТ). В електронний блок управління через аналогово-цифровий перетворювач поступають сигнали від датчиків частоти обертання колінчастого вала  $n_p$ , положення важеля управління  $\varphi_d$  двигуном, який визначає потужність та датчика масової витрати повітря  $G_{нов}$ , що задає циклову подачу на усталених та перехідних режимах, сумарний сигнал порівнюється з закладеним в пам'ять програмним алгоритмом управління двигуном, після по-