

3. Писаренко Г.С., Боганич О.Е. Колебания кинематически возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии. – К. : Вид-во "Наук. думка", 1984. – 220 с.
4. Беркман М.Б., Бовский Г.Н., Куйбіда Г.Г., Леонтьев Ю.С. Подвесные канатные дороги. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1984. – 264 с.
5. Вейц В.Л., Качура А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. – Л. : Изд-во "Машиностроение", 1971. – 353 с.
6. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1983. – 487 с.
7. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – К. : Вид-во "Вища шк.", 1988. – 424 с.

УДК 629.02

*Проф. Б.В. Білик, канд. техн. наук;
асист. Н.В. Шевченко – НЛТУ України, м. Львів*

ЩОДО ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА ТА МЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ПОВНОПРИВІДНИХ ЛІСОВОЗНИХ АВТОМОБІЛІВ

Проаналізовано вплив головних параметрів двигуна і трансмісії автомобіля-тягача лісовозного автопотяга на його динамічність і паливну економічність та обґрунтовано методику оптимізації цих параметрів.

Prof. B.V. Bilyk; assist. N.V. Shevchenko – NUFWT of Ukraine, L'viv

In relation to choice of optimum parameters of engine and mechanical transmission of wood-transport cars of the enhanceable communicating

In the article influence of main parameters of engine and transmission of car-tractor of wood-transport automobile train is analysed on his dynamic and fuel economy and grounded method of optimization of these parameters.

Рух автопотяга на лісових дорогах зі складним профілем і незадовільним покриттям характеризується чергуваннями розгонів та рівномірного руху та частим перемиканням передач. Тому швидкість лісовозного автопотяга змінюється за складними закономірностями, зумовленими не тільки змінним сумарним опором дороги, але й змінною дорожньою ситуацією чи появою нерівностей тощо. Частка рівномірного руху становить не більше 10-20 % у загальному русі автопотяга [1]. Динамічні якості автопотяга істотно впливають на середню швидкість, продуктивність і собівартість перевезень. Також вагому частку від усіх витрат на перевезення деревини, становить вартість пального – не менше 15-17 %. Доцільно проаналізувати вплив головних параметрів автомобіля-тягача й автопотяга на його динамічність і паливну економічність та обґрунтувати методику оптимізації цих параметрів.

За параметри, які істотно впливають на динамічні якості та паливну економічність лісовозного автопотяга приймемо потужність $N_{e\max}$ і номінальну частоту обертання вала двигуна n_N , споряджену масу m автомобіля і причепа $m_{пр}$, рейсове навантаження m_Q та максимальну теоретичну швидкість $V_{\max}$ автопотяга. Оскільки окремі параметри можуть мати взаємопов'язаний вплив на тягово-швидкісні властивості автомобіля, то розглянемо можливість застосування інтегрованих параметрів. Насамперед питомої потужності $N_{\text{ит}}$

максимальної теоретичної швидкості $V_{\max}$. Характер впливу цих параметрів на паливну економічність досить складний. Недостатня, як і надто велика, питома потужність автопотяга призводить до надмірної витрати пального. Неоднозначний вплив на час розгону та паливну економічність автопотяга має номінальна частота двигуна n_N .

Узагальненим і загальноприйнятим показником динамічності вантажних автомобілів і автопотягів є час розгону t_p з місця до швидкості 60 км/год з повним навантаженням. Показниками паливної економічності, в теорії автомобілів, прийнято витрату пального G_L у л/100 км, питому витрату g_e (г/кВт·год), а також питому витрату пального на одиницю транспортної роботи g_{mp} у л/т·км. Щоб дослідити вплив вказаних параметрів двигуна та трансмісії автомобіля з колісною формулою 6×6 на динамічність та паливну економічність лісовозного автопотяга, ми розробили розрахункову та математичну моделі та відповідну комп'ютерну програму. Розрахункова модель містить шість обертових мас, а поступальний рух автопотяга і крутильні коливання трансмісії описує система шести диференціальних рівнянь [3]. Розроблена програма "6AnPer6×6-Vmax" дає змогу моделювати рух автопотяга зі змінною швидкістю з моменту зрушення з місця з урахуванням процесу вмикання зчеплення та перемикання передач коробки під час розгону до заданої швидкості $V = 60$ км/год. Результати роботи програми можна проглядати у вигляді графіків (рис. 1) і таблиці.

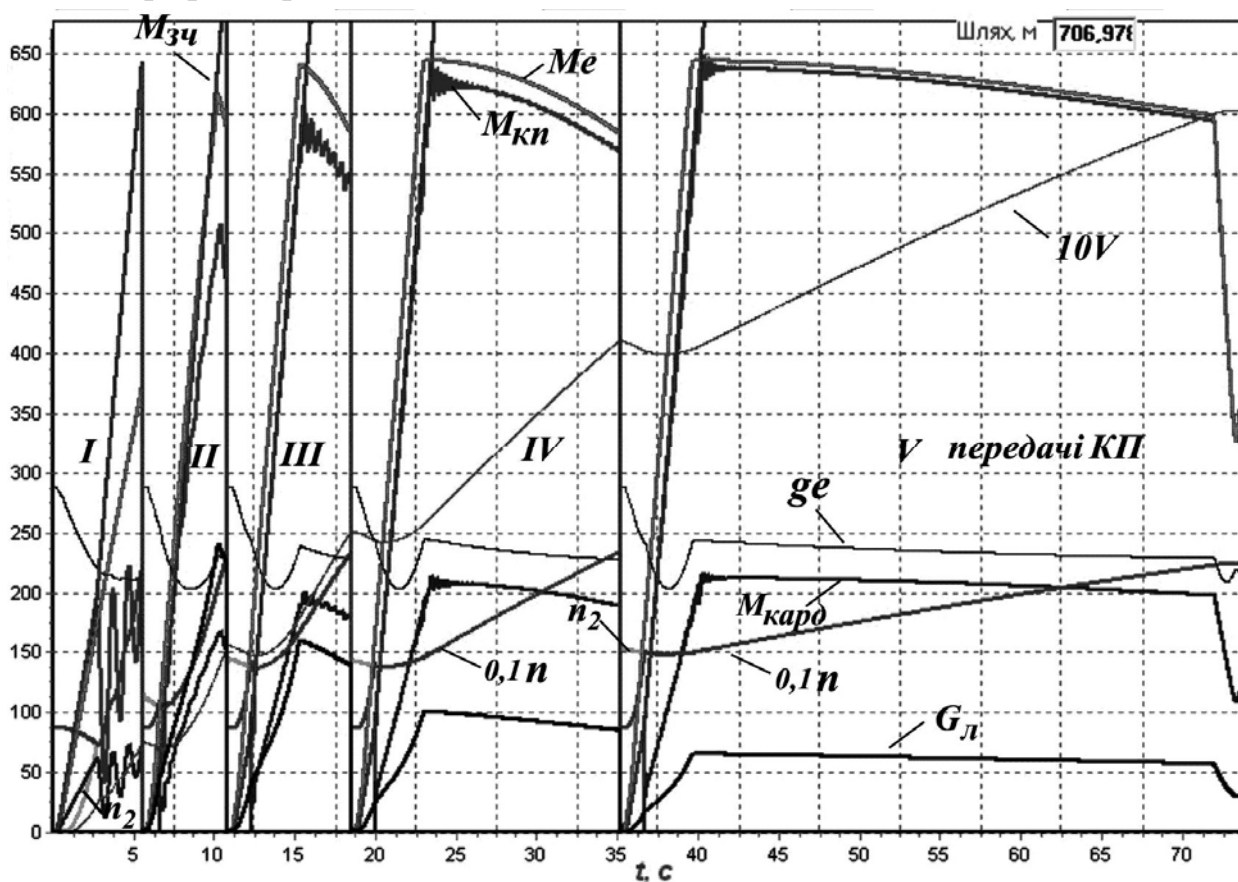


Рис. 1. Результати розрахунку процесу розгону автопотяга до швидкості 60 км/год: I, II, III, IV, V – рух на різних передачах коробки передач

На графіках можна простежити зміну частоти обертання вала двигуна n і первинного вала коробки передач n_2 , крутного моменту двигуна M_e , моменту тертя зчеплення $M_{зч}$ та зведеного динамічного моменту на вторинному валі коробки передач $M_{кп}$ і на карданному валі приводу переднього моста $M_{кард}$. Окрім цього виведено графіки зміни швидкості руху V та витрати пального $G_{л}$ у л/100 км і питомої витрати пального двигуна g_e в г/(кВт·год). У таблиці результатів моделювання подають час і шлях розгону, середні значення витрати пального $G_{сер}$ у л/100 км та питомої витрати $g_{сер}$ за час розгону, питома витрата g_e та витрата G_{60} у л/100 км під час усталеного руху з швидкістю 60 км/год і витрата пального на одиницю транспортної роботи $g_{тр}$ у л/(т·км), загальне мінімальне передатне число трансмісії та передатне число головної передачі u_o , що забезпечують задану максимальну теоретичну швидкість V_{max} та ін.

Результати моделювання розгону автопотяга від місця до швидкості $V=60$ з різними двигунами та різним рейсовим навантаженням показали, що для автопотягів з однаковими питомими потужностями показники розгону не стільки залежать від максимальної потужності $N_{e_{max}}$ двигуна, скільки від питомої потужності автопотяга N_{num} , максимальної теоретичної швидкості V_{max} та номінальної частоти обертання вала двигуна n_N (рис. 2 – двигун КамАЗ-740). Час розгону t_p незначно залежить від номінальної частоти n_N . Зміна передатних чисел коробки передач (за умови, що $u_{mp_{min}}$ відповідає V_{max}), також на показники розгону практично не впливає.

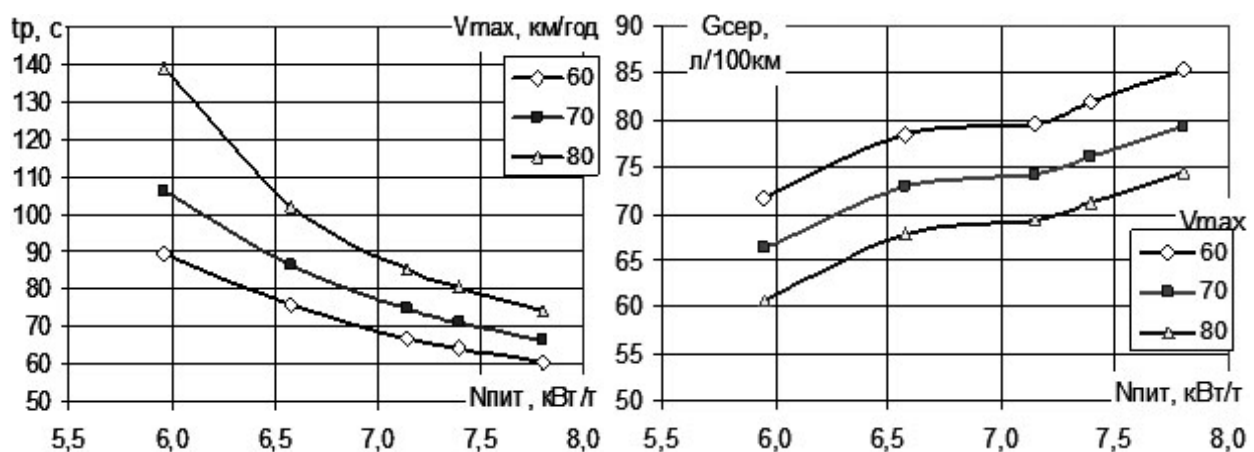


Рис. 2. Залежності часу розгону t_p до швидкості 60 км/год і середньої за час розгону витрати пального $G_{сер}$ від питомої потужності N_{num} та теоретичної максимальної швидкості V_{max}

Аналіз отриманих залежностей показав, що зменшення V_{max} від 60 до 80 км/год призводить до зростання часу розгону приблизно на 19-35 % та середньої витрати пального під час розгону $G_{сер}$ на 14-18 % (залежно від N_{num}). Зі збільшенням V_{max} витрати пального на одиницю транспортної роботи зменшується на 3-10 %, однак, коли $V_{max} < 65$ км/год $g_{тр}$ різко зростає на 11-12 %. Зі зміною N_{num} витрати пального на одиницю транспортної роботи

g_{mp} змінюється незначно ($\pm 3\%$), однак для $V_{max} < 65$ км/год зростає до 10-12 %.

Беручи до уваги сказане вище, для оптимізації параметрів автопотяга приймаємо три критерії: час розгону t_p , середню витрату пального під час розгону $G_{сер}$ і питому витрату пального на одиницю транспортної роботи g_{mp} у л/(т·км). Показники t_p та $G_{сер}$ оцінюють динамічність і паливну економічність автопотяга під час перемикання передач і розгоні, а питома витрата пального g_{mp} оцінює витрату пального віднесену до одиниці транспортної роботи під час усталеного руху.

Щоб у процесі моделювання обчислити вказані показники паливної економічності треба аналітично описати залежність питомої витрати пального g_e , як функцію двох аргументів – потужності та частоти обертання вала двигуна. На підставі навантажувальних характеристик $g_e(N_e, n)$ дизельного двигуна ЯМЗ-740 [1, 3], ми побудували залежності питомої витрати пального у відносних координатах $g_e\left(\frac{N_e}{N_{e\max}}, \frac{n}{n_N}\right)$ (рис. 3).

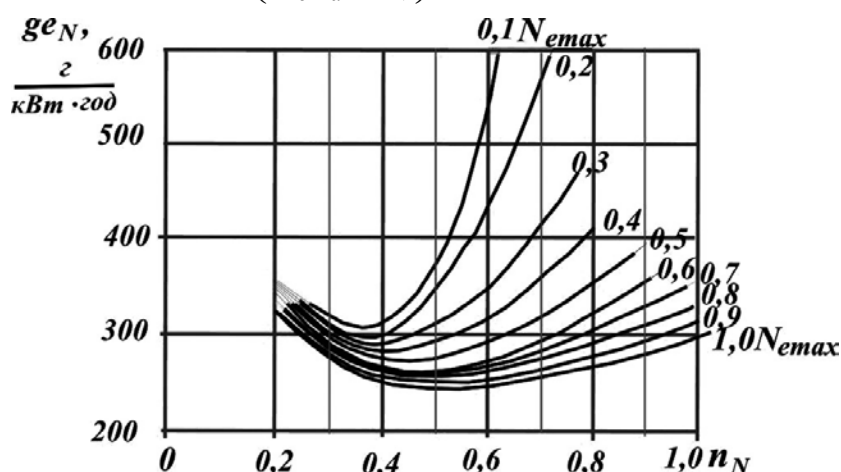


Рис. 3. Відносні навантажувальні характеристики дизеля

Відносні характеристики задовільно (з похибкою не більшою, ніж 2-3 %) апроксимуються функцією

$$g_e = g_{eN} \left(a_0 + a_1 \frac{n_e}{n_N} + a_2 \frac{N_e}{N_{e\max}} + a_3 \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 + a_4 \left(\frac{N_e}{N_{e\max}} \right)^2 + a_5 \frac{n_e}{n_N} \frac{N_e}{N_{e\max}} \right),$$

де: відношення $N_e / N_{e\max}$ – це ступінь навантаження двигуна; n / n_N – відносна частота обертання вала двигуна; g_{eN} – питома витрата пального, що відповідає роботі двигуна на максимальній потужності з номінальною частотою обертання вала двигуна, г/(кВт·год). Визначені коефіцієнти апроксимації для дизельних автомобільних двигунів: $a_0 = 1,163$, $a_1 = 0,232$, $a_2 = -1,054$, $a_3 = 0,396$, $a_4 = 1,315$, $a_5 = -1,04$.

Задачу оптимізації основних параметрів автопотяга сформулюємо таким чином: якщо задана маса m та вантажність m_{q1} автомобіля-тягача, то варто обґрунтувати значення таких параметрів, як максимальна потужність

$N_{e\max}$, номінальна частота обертання n_N вала двигуна, максимальна теоретична швидкість руху $V_{\max}$ і пов'язані з ними мінімальне передатне число трансмісії, рейсове навантаження автопотяга m_Q та маса m_{np} і вантажність m_{Q2} причепа чи розпуску, щоб забезпечити мінімально-можливі значення вибраних критеріїв оптимізації: t_p , G_{cep} і g_{mp} під час розгону до швидкості 60 км/год. Вантажність причепа обчислюють як $m_{Q2} = m_Q - m_{Q1}$, а його масу на підставі залежностей $m_{np} = f(m_{Q2})$, отриманих для заданого типу причепів (розпусків).

Отже, отримано чотирипараметричну багатокритеріальну задачу оптимізації. Якщо множину оптимізованих параметрів позначити $P = (V_{\max}, N_{num}, n_N, m_Q)$, то критерії оптимізації розглядатимемо як функціонали $K_1 = t_p(V_{\max}, N_{num}, n_N, m_Q)$, $K_2 = G_{cep}(V_{\max}, N_{num}, n_N, m_Q)$ і $K_3 = g_{mp}(V_{\max}, N_{num}, n_N, m_Q)$. Вказані функціонали легко обчислюються за допомогою програми "6Ап-Рег6×6-V60". Однак, беручи до уваги, що на обчислення функціоналів критеріїв для кожної точки множини P затрачується приблизно 3,5 с, а кількість точок множини під час розв'язування багатокритеріальної задачі значна, виникла потреба аналітичного представлення функціоналів $K_1(P)$, $K_2(P)$ і $K_3(P)$. Узагальнюючи результати обчислювального експерименту, здійсненого за допомогою розробленої комп'ютерної програми, ми отримали низку залежностей між вибраними параметрами і критеріями оптимізації, які після апроксимації описано такими залежностями:

$$\begin{aligned} t_p &= a_0 + a_1 V_{\max} + a_2 N_{num} + a_{11} V_{\max}^2 + a_{22} N_{num}^2 + a_{12} V_{\max} N_{num} + a_{13} V_{\max} n_N; \\ G_{cep} &= b_0 + b_1 \cdot V_{\max} + b_2 \cdot N_{num} + b_3 \cdot n_N + b_{12} \cdot V_{\max} \cdot N_{num} + b_{13} \cdot V_{\max} \cdot n_N + b_{23} \cdot N_{num} \cdot n_N; \\ g_{mp} &= c_0 + c_1 \cdot V_{\max} + c_2 \cdot N_{num} + c_{22} \cdot N_{num}^2 + c_{12} \cdot V_{\max} \cdot N_{num}. \end{aligned}$$

Таким чином функціонали $K_1 = t_p(P)$, $K_2 = G_{cep}(P)$ і $K_3 = g_{mp}(P)$ описано аналітично й можуть застосовуватися в алгоритмі багатокритеріальної оптимізації, де $V_{\max}$, N_{num} , n_N і m_Q розглядають як окремі підмножини множини P . Задача багатокритеріальної оптимізації полягає у визначенні на множині параметрів P таких точок, які забезпечують мінімальні значення вибраних критеріїв, тобто розглядають задачу мінімізації вектора критеріїв $K(P)$. Для розв'язування такої задачі використовуємо метод Соболя-Статнікова.

Задавши початкові значення параметричних і критеріальних обмежень, що задовольняють рівень вимог до динамічних властивостей і паливної економічності лісовозного автопотяга та розрахувавши критерії $K_k(P)$, за апроксимованими залежностями, отримуємо множину парето-оптимальних точок. Мінімізація згортки критеріїв g_{mp} , G_{cep} та t_{pozg} , побудована за адитивним принципом в кожній з цих точок, дозволила знайти оптимальний розв'язок поставленої задачі.

Отже, розроблена методика дає змогу правильно обґрунтувати та вибирати параметри двигуна, рейсове навантаження автопотяга й передатні числа трансмісії, що сприятиме підвищенню паливної економічності та швидкісних властивостей лісовозного автомобіля.

Література

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1989. – 240 с.
2. Нефедов А.Ф., Васильева Ю.К. Экономическая характеристика автомобиля // Проектирование, производство та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів : зб. наук. праць. – Львів, 2006. – Вип. 9. – С. 84-93.
3. Білик Б.В., Шевченко Н.В., Аналіз впливу передатних чисел трансмісії на процес розгону і паливну економічність тривісного автомобіля // Динаміка, надійність і довговічність механічних і біомеханічних систем та елементів їх конструкцій : матер. міжнар. наук. конф., 2-5 вересня 2008 р. – Севастополь, 2008. – С. 117-122.

УДК 630.377.4

*Проф. І.В. Кузьо, д-р техн. наук; аспір. О.В. Житенко –
НУ "Львівська політехніка"*

МЕТОДИКА ТА КОМПЛЕКС ВИМІРЮВАЛЬНОЇ АПАРАТУРИ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ДВОЛАНКОВОГО АВТОВОЗА

Наведено опис створеного комплексу електровимірювальної апаратури і методики для дослідження вертикальних коливань дволанкового автовоза під час руху по дорозі з різними типами покриття.

Prof. I.V. Kuzio; post-graduate O.V. Zhytenko – NU "L'vivs'ka Politekhnik"

Method and complete set of measuring apparatus for research of vertical vibrations of transport vehicle for transportation of cars

In the publication there is the shown description for the apparatus of measuring and method for research of vertical vibrations of transport vehicle for transportation of cars during motion for different roads.

Для перевезення легкових автомобілів на значні віддалі широко використовуються дволанкові автовози, до складу яких входять тягач і напівпричіп. Значні швидкості руху та місткість причіпної ланки (4-8 легкових автомобілів) дають змогу зменшити витрати, пов'язані з їхнім перевезенням за умови забезпечення надійності та збереженості вантажу.

Важливою складником таких машин є напівпричіп. Під час розроблення нових зразків чи модернізації наявних напівпричепів виникає потреба в усесторонньому дослідженні дволанкових автовозів, зокрема в дослідженні вертикальних коливань та оцінки плавності руху. Перед дослідниками постає питання розроблення методики експериментальних випробувань, яка передбачає вибір показників для оцінки плавності руху, створення комплексу вимірювальної апаратури, а також вибір умов виконання експерименту та методів опрацювання його результатів.

Численними дослідженнями доведено, що показниками плавності руху автотранспортних засобів слугують фізичні величини, які характеризують коливання: пришвидшення, швидкості, частоти, а також тривалість їхньої дії [1-2].

Плавність руху колісних транспортних засобів переважно оцінюють середньоквадратичними і максимальними значеннями вертикальних пришвидшень підресорених і непідресорених мас, що визначаються у двох частотних діапазонах: від 0 до 5,6 Гц і від 0 до 22,5 Гц [3]. Додатковими критеріями