

Л. П. Гащук, П. М. Гащук

Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
кафедра експлуатації транспортних засобів та пожежно-рятувальної техніки

ДИНАМІЧНІСТЬ ПРОЦЕСУ РУШАННЯ АВТОМОБІЛЯ

© Гащук Л. П., Гащук П. М., 2015

Йдеться про оцінювання процесу рушання автомобіля – важливої складової частини процесу розгону автомобіля. Вивчаються потенційні можливості інтенсифікації процесу рушання автомобіля з двигуном внутрішнього згорання і механічною трансмісією. Для ідентифікації найдинамічнішого процесу рушання автомобіля двигуну “надано” можливість працювати сумісно з фрикційним зчипником на режимі максимального обертового моменту. Визначаються тривалість найдинамічнішого рушання і шлях, на якому він здійснений. Наведені аналітичні критерії динамічності автомобіля на режимах рушання.

Ключові слова: процес рушання автомобіля, критерії динамічності автомобіля.

An estimating process breakaway car – an important part of the process of vehicle acceleration – are considered. The potential of intensification of the process starting from the place car with an internal combustion engine and a manual transmission are exploring. To identify the most dynamic process breakaway car engine “given” the opportunity to work together with friction clutch on the maximum torque. Identify the most dynamic pick-length and the way in which it is incurred. Analytical criteria for dynamic vehicle pick modes are described.

Key words: process breakaway car, criteria for dynamic vehicle.

Постановка проблеми. Процес рушання автомобільної машини з механічною трансмісією вельми швидкоплинний. Либонь, саме через це на нього в загальних теоретичних дослідженнях динамічних властивостей автомобіля (коли не йдеться окремо про властивості зчипника) зазвичай не зважають. Але насправді власне від точності оцінювання динамічності перебігу процесу рушання значною мірою залежить коректність загальної оцінки динамічності автомобіля.

Перебіг процесу рушання автомобіля визначають режими сумісної роботи двигуна внутрішнього згорання і фрикційного зчипника. У теорії автомобіля вважають, що під час проковзування (буксування) зчипника двигун повинен втілювати найбільший з тих обертових моментів, що відповідають найменшій стійкій частоті обертання його вала [1]. Але чому б двигуну не працювати на режимі глобально максимального обертового моменту, хай навіть з більшою частотою обертання його вала? Вища, зрозуміло, інтенсивність проковзування фрикційних елементів зчипника супроводжуватиметься, проте, меншою тривалістю цього процесу.

Отож, постає завдання винайдення загальних інструментарію та критерію ідентифікації найінтенсивнішого процесу рушання автомобіля як складової частини найінтенсивнішого процесу розгону. Не йдеться про моделювання дій водія під час керування автомобілем на режимах рушання-розгону, але про коректне оцінювання потенційних динамічних властивостей автомобіля, його експлуатаційної досконалості. Виконання цього завдання — основна мета роботи.

Характеристика двигуна. Для ілюстративного супроводу теоретичних викладень покладатимемо передусім на граничну¹ швидкісну характеристику з природним (без

¹ Зазвичай серед швидкісних характеристик розрізняють зовнішню й часткову. Але таке бачення є спотворенням класифікаційної дихотомії: якщо “зовнішня”, то чому не “внутрішня”, а якщо “часткова”, то чому не “повна” чи “гранична”? Схилиємось до визнання правильності дихотомії “гранична – часткова”.

запровадження керованого форсування-дефорсування, не коректованим засобами комп'ютерної автоматики) перебігом, рис. 1. Граничну швидкісну характеристику двигуна становлять залежності усіх важливих (нетривіальних) величин (зокрема потужності P_e та обертового моменту M_e) від частоти n_e (швидкості ω_e) обертання вала двигуна у разі цілком повного (гранично можливого) надсилання пального в його циліндри. Для ідентифікації залежності $P_e = P_e(n_e)$ у разі, коли йдеться про природне формування граничних режимів двигуна, використовують “параболічне відображення” [2, 3]

$$P_e = P_{em} \left(a_1 \frac{n_e}{n_{eP}} + a_2 \left(\frac{n_e}{n_{eP}} \right)^2 - a_3 \left(\frac{n_e}{n_{eP}} \right)^3 \right), \quad (1)$$

де P_{em} – максимальна потужність двигуна, n_{eP} – відповідна максимальній потужності P_{em} (зазвичай – трактована як номінальна) частота обертання вала двигуна; a_1, a_2, a_3 — сталі, що залежать від штибу двигуна (в першому наближенні у разі otto-двигуна можна прийняти $a_1 = a_2 = a_3 = 1$, а у разі дизель-двигуна– $a_1 = 0,68, a_2 = 1,38, a_3 = 1,06$). Звісно, $a_1 + a_2 - a_3 = 1$, бо саме в такому разі значенню n_{eP} величини n_e відповідатиме саме значення P_{em} величини P_e . Але якщо у разі $n_e = n_{eP}$ функція (1) має локальний максимум, то повинні справджуватись умови (це деколи не стосується дизель-двигуна)

$$\left. \frac{dP_e}{dn_e} \right|_{n_e=n_{eP}} = \frac{P_{em}}{n_{eP}} \left(a_1 + 2a_2 \frac{n_e}{n_{eP}} - 3a_3 \left(\frac{n_e}{n_{eP}} \right)^2 \right) \Big|_{n_e=n_{eP}} = \frac{P_{em}}{n_{eP}} (a_1 + 2a_2 - 3a_3) = 0,$$

$$\left. \frac{d^2P_e}{dn_e^2} \right|_{n_e=n_{eP}} = \frac{P_{em}}{n_{eP}^2} \left(2a_2 - 6a_3 \frac{n_e}{n_{eP}} \right) \Big|_{n_e=n_{eP}} = \frac{P_{em}}{n_{eP}^2} (2a_2 - 6a_3) \leq 0,$$

звідки випливає, що $a_1 + 2a_2 - 3a_3 = 0, a_2 - 3a_3 \leq 0$.

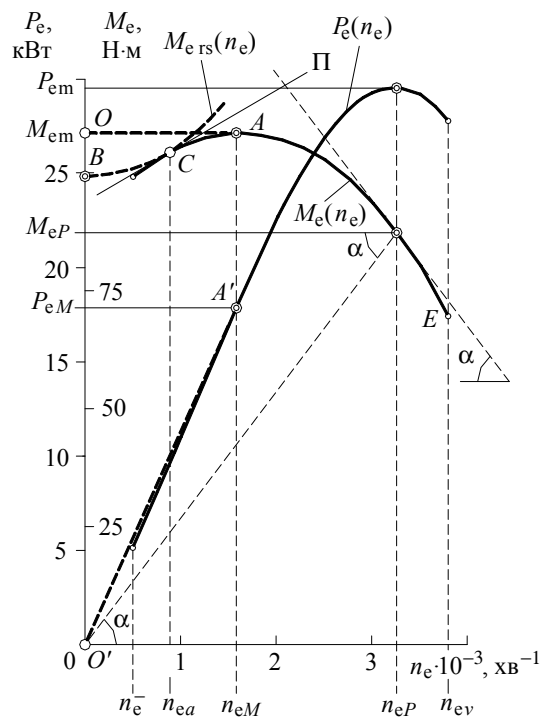


Рис. 1. Гранична швидкісна характеристика (радше, її фрагмент, що охоплює залежність від частоти обертання вала лише потужності й моменту)

Очевидно, що (див. (1))

$$M_e = \frac{30 P_e}{\pi n_e} = \frac{30 P_{em}}{\pi n_{eP}} \left(a_1 + a_2 \frac{n_e}{n_{eP}} - a_3 \left(\frac{n_e}{n_{eP}} \right)^2 \right) = M_{eP} \left(a_1 + a_2 \frac{n_e}{n_{eP}} - a_3 \left(\frac{n_e}{n_{eP}} \right)^2 \right), \quad (2)$$

де M_{eP} — обертальний момент двигуна у разі реалізації ним максимальної потужності $P_e = P_{em}$

(на швидкісному режимі $n_e = n_{eP}$). При цьому $\frac{dM_e}{dn_e} = \frac{30 P_{em}}{\pi n_{eP}^2} \left(a_2 - 2a_3 \frac{n_e}{n_{eP}} \right)$, $\frac{d^2M_e}{dn_e^2} = -60 \frac{a_3 P_{em}}{\pi n_{eP}^3}$.

Саме у разі $a_3 > 0$, справджується нерівність $\frac{d^2M_e}{dn_e^2} < 0$, яка засвідчує практично завжди реально спостережувану опуклість догори залежності $M_e = M_e(n_e)$ (див. (2)) та існування такої частоти

$$n_e = n_{eM} = \frac{a_2}{2a_3} n_{eP}, \quad (3)$$

за якої двигун втілює максимальний обертальний момент

$$M_{em} = \frac{30 P_{em}}{\pi n_{eP}} \left(a_1 + \frac{a_2^2}{4a_3} \right) = M_{eP} \left(a_1 + \frac{a_2^2}{4a_3} \right). \quad (4)$$

Саме за умови (3) справджується умова максимальності $\frac{dM_e}{dn_e} \Big|_{n_e=n_{eM}} = 0$.

Легко збагнути (див. рис. 1), що

$$\frac{dM_e}{dn_e} \Big|_{n_e=n_{eP}} = \frac{d(P_e/n_e)}{dn_e} \Big|_{n_e=n_{eP}} = -\frac{P_e}{n_e^2} \Big|_{n_e=n_{eP}} = -\frac{M_{eP}}{n_{eP}} = -\tan \alpha.$$

Варіювання частоти обертання вала двигуна інколи різними засобами обмежують від деякого мінімального значення $\min n_e = n_{emin} = n_e^-$ до деякого максимального $\max n_e = n_{ev} = n_e^+$ (n_{ev} (чи n_e^+) — частота, відповідна обумовленій максимальній швидкості руху автомобіля).

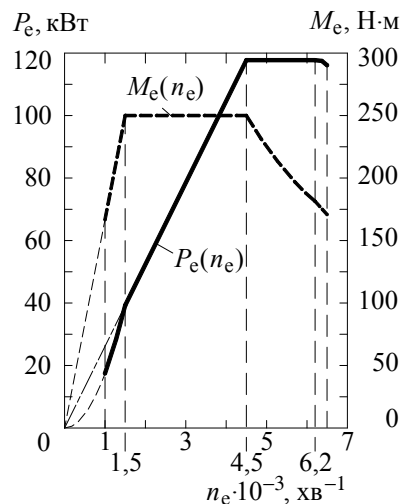


Рис. 2. Приклад штучно сформованої граничної швидкісної характеристики двигуна (1,8 litre four cylinder TurboFSI engine in the Audi A5; with FSI-petrol direct injection, integrated turbocharger, two balancer shafts, variable inlet camshaft tuning and plastic intake manifold)

Натомість, рис. 2 ілюструє, якщо можна так казати, неприродний перебіг граничної швидкісної характеристики $M_e = M_e(n_e) \cup P_e = P_e(n_e)$ бензинового чотирициліндрового двигуна

внутрішнього згоряння. Двигун має такі основні параметри: робочий об'єм — $V_h = 1,798 \text{ дм}^3$, максимальна потужність — $P_{em} = 117,75 \text{ кВт}$ (160 к.с.) за частот обертання вала $n_{eP} = 4500 \dots 6200 \text{ хв}^{-1}$, максимальний обертальний момент — $M_{em} = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ за частот обертання вала $n_{eM} = 1500 \dots 4500 \text{ хв}^{-1}$. Характеристика сформована саме штучно — лінеаризацією окремих ділянок засобами електронного керування турбонагнітанням-живленням двигуна.

Динамічний чинник і пришвидшення автомобіля. Величиною-вимірником, якого доречно використовувати для порівняння автомобілів за тягово-швидкісними потенціями, є так званий динамічний чинник (динамічний фактор)

$$D = \frac{F_a}{G} = \frac{F_k - F_w - F_f}{G} = \psi + \frac{\delta_m}{g} a, \quad (5)$$

де $F_a = F_k - F_w - F_f$ — активна (вільна) тягова, рушійна сила; $G = mg$ — модуль сили ваги автомобіля; m — маса автомобіля; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — гравітаційне пришвидшення (пришвидження вільного падіння у гравітаційному полі Землі); F_k, F_w, F_f — тягове зусилля з боку колісного рушія, сила протидії повітря, сила опору коченню коліс на горизонтальній дорозі; $\psi = \sin \alpha - f(1 - \cos \alpha)$ — коефіцієнт загального дорожнього опору (на хорошій дорозі $\psi \approx \sin \alpha \approx \alpha$); f — коефіцієнт опору коченню коліс; α — кут подовжнього узвозу дороги; δ_m — коефіцієнт інерційності (коефіцієнт, що разом обліковує інерцію й поступних, й обертових мас автомобіля); $a = dv/dt$ — пришвидшення автомобіля; v — швидкість пересування автомобіля; t — поточний час. Зазвичай приймають

$$F_k = u_0 u_k u_d \eta_{tr} \frac{M_e}{r_d}, \quad F_w = k_w A_w v^2, \quad F_f = fG, \quad (6)$$

де M_e — обертальний момент двигуна; u_0, u_k, u_d — передатні числа відповідно головної передачі, скриньки змінних передач, додаткової передачі (якщо така передбачена); η_{tr} — ККД трансмісії; r_d — динамічний (силовий) радіус колісного рушія; $k_w = c_{wx} \rho_w / 2$ — коефіцієнт опору повітря; c_{wx} — коефіцієнт обтічності (аеродинамічності) автомобіля у подовжньому напрямі; ρ_w — густина повітря ($\rho_w = 1,202 \dots 1,225 \text{ кг/м}^3$); A_w — лобова вітрильна площа автомобіля. Сукупність залежностей $D = D(v)$ на різних передачах становлять основу так званої динамічної характеристики автомобіля. Зауважмо, тут динамічний чинник означається не так, як в класичній теорії автомобіля (для порівняння див., приміром, [3]).

Швидкість прямолінійного пересування автомобіля можна визначити через швидкість ω_e чи частоту n_e обертання вала двигуна

$$v = v_k = \omega_k r_k = \frac{\omega_e r_k}{u_0 u_k u_d} = \frac{\pi n_e r_k}{30 u_0 u_k u_d}, \quad (7)$$

де v_k — швидкість пересування колеса поступом; ω_k — швидкість обертання колеса; r_k — радіус кочення (кінематичний радіус) колеса;

Динамічний чинник

$$D = \frac{u_0 u_k u_d \eta_{tr} M_e(n_e(v))}{r_d G} - \frac{k_w A_w v^2}{G} - f \quad (8)$$

(див. (5), (6)) набуває максимального (на тій чи іншій передачі) значення за швидкості руху автомобіля

$$v_D = \frac{450a_2\pi r_k n_{eP} (u_0 u_k u_d)^2 \eta_{tr} P_{em}}{27000a_3 (u_0 u_k u_d)^3 \eta_{tr} P_{em} + \pi^3 r_k^2 r_d n_{eP}^3 k_w A_w}$$

і частоти обертання вала двигуна

$$n_{eD} = \frac{a_2 n_{eP}}{2a_3 + \left(\frac{\pi n_{eP}}{u_0 u_k u_d} \right)^3 \frac{r_k^2 r_d k_w A_w}{13500 \eta_{tr} P_{em}}} < n_{eM} = \frac{a_2}{2a_3} n_{eP} \quad (9)$$

(достоту, легко можна пересвідчитися, що $dD(v_D)/dv = 0$). З рівняння

$$a = \left(\frac{u_0 u_k u_d \eta_{tr} M_e(n_e(v))}{r_d G} - \frac{k_w A_w v^2}{G} - f - \psi \right) \frac{g}{\delta_m}, \quad (10)$$

(та й безпосередньо з (5)) впливає, що й пришвидшення набуває максимального (на тій чи іншій передачі) значення за тих самих швидкісних параметрів $v_a = v_D$, $n_{ea} = n_{eD} < n_{eM} = \frac{a_2}{2a_3} n_{eP}$. Отож,

саме серед величин $v_a = v_D$ слід шукати так звані критичні швидкості руху автомобіля.

На рис. 3 подано приклад діаграми пришвидшень автомобіля на двох перших передачах у разі швидкісної характеристики двигуна, наведеної на рис. 1. Очевидно, що перша передача, на якій досяжні більші пришвидшення автомобіля, є розгінною — такою, на якій автомобілю вигідно рушати з місця й починати розганятись. Але може статись так, що розгінною виявиться вища передача, приміром — друга, рис. 4. Причиною цього, як відомо, є надмірно велика інерція оберткових мас автомобіля у разі достатньо великих передатних чисел, властивих нижчим передачам (тут — у разі надто великих значень величин u_1 і δ_{m1} , відповідних першій передачі, порівняно зі значеннями аналогічних величин, відповідних вищим передачам). Навіть однакові максимальні значення a_m пришвидшень на двох суміжних передачах (рис. 4, а) — це вже достатня ознака переваги вищої передачі над першою з огляду на відповідні їй розгінні потенції автомобіля. А те, що на першій передачі (див. рис. 4) за малих швидкостей руху автомобіля його пришвидшення все ж є вищими, аніж на вищих, не може принести жодної користі.

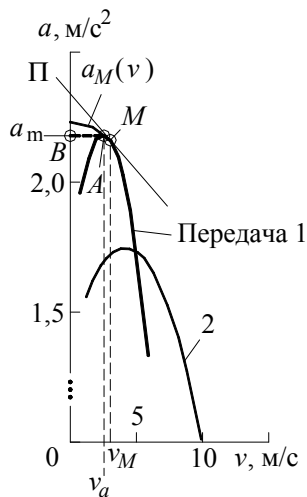
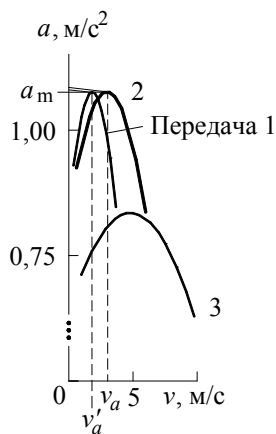


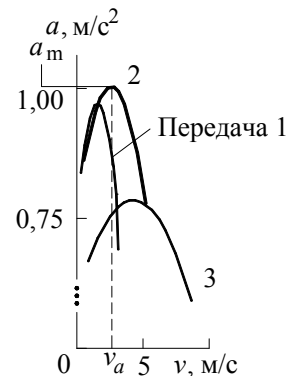
Рис. 3. Приклад фрагменту діаграми пришвидшень автомобільної машини, коли розгінною є перша передача



$$\omega_1 = 7,082, \delta_{m1} = 3,046;$$

$$\omega_2 = 4,341, \delta_{m2} = 1,794$$

а



$$\omega_1 = 7,648, \delta_{m1} = 3,379;$$

$$\omega_2 = 4,599, \delta_{m2} = 1,886$$

б

Рис. 4. Приклади фрагментів діаграми пришвидшень автомобільної машини, коли розгінною є друга передача

Процес рушання автомобіля: теоретичний аспект. На початковій стадії розбігу автомобіля в пересиланні енергії через трансмісію бере участь зчіпник (фрикційне чи гідродинамічне зчеплення). Тому на розгінній передачі граничну швидкісну характеристику двигуна (див. рис. 1) є підстави доповнити відтинками прямих OA (залежність $M_e = M_e(n_e)$) і $O'A'$ (залежність $P_e = P_e(n_e)$) з тим, аби зумовити в період рушання автомобіля і буксування зчіпника реалізацію двигуном максимального обертального моменту $M_e = M_{em}$ (див. (4)) та ніби довільної частоти обертання вала з діапазону $0 \leq n_e \leq n_{eM}$ (хоча насправді двигун працюватиме все-таки з частотою $n_e(t) \equiv n_{eM}$). Є сенс вважати, що саме в мить, коли завершиться буксування зчіпника і його ведений диск набуде частоти обертання n_{eM} , завершиться й процес рушання автомобіля.

Отож, допоки в процесі рушання автомобіля на розгінній передачі швидкість його руху не досягне значення (див. (7))

$$v_M = \frac{\pi n_{eM} r_k}{30 u_0 u_r u_d}, \quad (11)$$

(допоки справджуватиметься умова $0 \leq v \leq v_M$; u_r — передатне число розгінної передачі) динамічний чинник (D) і пришвидшення ($a = dv/dt$) слід було б визначати за формулами (див. (5), (6))

$$D = \frac{u_0 u_r u_d \eta_{tr} M_{em}}{r_d G} - \frac{k_w A_w v^2}{G} - f, \quad (12)$$

$$a = (D - \psi) \frac{g}{\delta_m} = \left(\frac{u_0 u_r u_d \eta_{tr} M_{em}}{r_d G} - \frac{k_w A_w v^2}{G} - f - \psi \right) \frac{g}{\delta_m}. \quad (13)$$

Зауважимо, похідна за змінною v від функції (8)

$$\frac{dD}{dv} = \frac{1}{r_d G} \left(u_0 u_k u_d \eta_{tr} \frac{dM_e(n_e(v))}{dn_e} \frac{dn_e}{dv} - 2r_d k_w A_w v \right). \quad (14)$$

у разі $n_e = n_{eM}$, набуває значення $\frac{dD(v_M)}{dv} = -2 \frac{k_w A_w}{G} v_M$ (позаяк $dM_e(n_{eM})/dn_e = 0$). Такого

самого у разі $n_e = n_{eM}$, $v = v_M$ значення набуває й похідна за змінною v від функції (12). Інакше кажучи, функція (12) “гладко”² переходить у функцію (8) (функції (12) і (8), що відтворюють залежність $D = D(v)$, в точці $v = v_M$ дотикаються одна до одної, мають спільну дотичну). Подібно, функція (13) (графік $a = a_M(v)$, див. рис. 3) у точці $v = v_M$ “гладко” переходить у функцію (10), визначувану через величину (8) (у графік $a = a(v)$). У точці M зазначені графіки мають спільну дотичну Π .

Очевидно, що побудувати характеристику рушання автомобіля $a = a_M(v)$ (залежність штибу (13)) можна для граничної швидкісної характеристики двигуна будь-якого штибу з будь-яким перебігом, приміром, — для такої, що наведена на рис. 2. Можна навіть уточнити опис руху автомобіля, визнаючи, скажімо, те, що величини коефіцієнта ψ залежать від швидкості v . Все це стосується теоретичної коректності. Але...

Процес рушання автомобіля: практичний аспект. Проте похибка виявиться не вартою особливої уваги, якщо просто прийняти, що процес рушання автомобіля відбувається зі сталим, дещо меншим за теоретично можливе, але найбільшим за характеристикою пришвидшенням $a = a_m$ на розгінній з увімкненим зчіпником передачі. Отож, характеристику пришвидшень автомобіля на розгінній передачі (див. рис. 3) є сенс доповнити-уточнити відрізком BC ,

² Функцію називають гладкою в точці, якщо в цій точці вона неперервна і має неперервну похідну.

відповідним рівнянню $a \equiv a_m = \text{const}$. У такому разі в мить, коли завершиться процес рушення автомобіля, ведений диск зчпника набуде частоти обертання $n_{ea} = n_{eD} < n_{eM}$, див. (9).

Навантаження двигуна в процесі рушення автомобіля змінюватиметься відповідно до співвідношення

$$M_{\text{ers}} = \frac{r_d \left(\left(\frac{\delta_m}{g} a_m + \psi \right) G + k_w A_w v^2 \right)}{u_0 u_r u_d \eta_{\text{tr}}}, \quad (15)$$

що безпосередньо на зовнішній швидкісній характеристиці двигуна відповідатиме параболічній кривій $M_e = M_{\text{ers}}(n_e)$ (див. рис. 1 та співвідношення (7)). Ознакою того, що пришвидшення a набуває максимального значення a_m на якійсь конкретній передачі, є рівність нулю похідної (14):

$$\frac{dD}{dv} \Big|_{n_e = n_{eD} = n_{ea}, v = v_D = v_a} = \frac{u_0 u_k u_d \eta_{\text{tr}} \frac{dM_e(n_e(v))}{dn_e} \frac{dn_e}{dv} - 2r_d k_w A_w v}{r_d G} \Big|_{n_e = n_{eD} = n_{ea}, v = v_D = v_a} = 0$$

(див. (5) (8)). Отож, у разі $n_e = n_{ea}$, $v = v_a$ (див. також (7))

$$\frac{dM_e}{dn_e} \Big|_{n_e = n_{ea}} = \frac{2r_d k_w A_w}{u_0 u_k u_d \eta_{\text{tr}}} v \frac{dv}{dn_e} \Big|_{n_e = n_{ea}, v = v_a} = \frac{\pi^2 r_k^2 r_d k_w A_w}{450 (u_0 u_k u_d \eta_{\text{tr}})^3 \eta_{\text{tr}}} n_{ea}.$$

Водночас легко бачити, що

$$\frac{dM_{\text{ers}}}{dn_e} = \frac{2r_d k_w A_w}{u_0 u_k u_d \eta_{\text{tr}}} v \frac{dv}{dn_e} = \frac{\pi^2 r_k^2 r_d k_w A_w}{450 (u_0 u_k u_d \eta_{\text{tr}})^3 \eta_{\text{tr}}} n_e.$$

Можна наполягати, що в точці C швидкісної характеристики двигуна, коли $n_e = n_{ea}$ (див. рис. 1) криві $M_e = M_e(n_e)$ і $M_e = M_{\text{ers}}(n_e)$ мають спільну дотичну Π . Інакше кажучи, характеристика $M_e = M_{\text{ers}}(n_e)$ рушення автомобіля (характеристика роботи зчпника) в точці $n_e = n_{ea}$ “гладко” переходить в характеристику $M_e = M_e(n_e)$ двигуна. Отже, лінію $BCAE$ можна тлумачити як граничну швидкісну характеристику двигуна на розгінній передачі.

Але виявляється, що залежність $M_e = M_{\text{ers}}(n_e)$ (див. (15)) дуже мало відрізняється від прямолінійної залежності-константи $M_e \equiv M_{em} = \text{const}$. Тільки задля наочності стріла прогину параболи $M_e = M_{\text{ers}}(n_e)$ на рис. 1 дуже-дуже перебільшена, як і, зрештою, стріла прогину параболи $a = a_M(v)$ на рис. 3. Пояснюється мало помітна залежність M_{ers} від n_e і a_M від v тим, що процес рушення автомобіля відбувається з дуже малими швидкостями і тому аеродинамічність автомобіля на цьому процесі майже не позначається. Отже, можна навіть формально прийняти $k_w = 0$. В такому разі вираз (15) вироджується у співвідношення

$$\frac{r_d \left(\frac{\delta_m}{g} a_m + \psi \right) G}{u_0 u_r u_d \eta_{\text{tr}}} = M_{em} \quad (16)$$

між a_m і M_{em} (коли фіксовані значення величин r_d , u_0 , u_r , u_d , η_{tr} , ψ , δ_m , G). Чинними стають рівності $n_{ea} = n_{eM}$, $v_a = v_M$.

Тож процес рушення автомобіля триватиме продовж часу

$$T_{\text{rs}} = \int_0^{v_M} \frac{dv}{a(v)} = \int_0^{v_M} \frac{dv}{a_m} = \frac{v_M}{a_m} \quad (17)$$

на шляху

$$S_{\text{rs}} = \int_0^{v_M} \frac{v dv}{a(v)} = \int_0^{v_M} \frac{v dv}{a_m} = \frac{1}{2} \frac{v_M^2}{a_m} = \frac{E}{F_r}, \quad (18)$$

де відповідно до (11) і (16) $v_M = \frac{\pi n_{eM} r_k}{30 u_0 u_r u_d}$, $a_m = \left(\frac{M_{em} u_0 u_r u_d \eta_{tr}}{r_d G} - \psi \right) \frac{g}{\delta_m}$; $E = \frac{1}{2} \frac{G}{g} v_M^2$ — набута автомобілем кінетична енергія поступального руху; $F_r = \frac{G}{g} a_m$ — умовна розгінна сила. При цьому узагальнений критерій [3] динамічності автомобіля на режимах рушання визначатиметься на підставі (17) і (18) за простою формулою $d_{rs} = T_{rs} - \frac{S_{rs}}{v_M} = \frac{1}{2} \frac{v_M}{a_m} = \frac{T_{rs}}{2}$.

Нюанси. Звісно, автомобілю не вдасться миттєво надати бажаного пришвидшення. Приміром, у відповідь на різке до обмежувача натискання на педаль акселератора у мить, коли вал двигуна обертається з частотою 2000 хв^{-1} , автомобілі Ferrari California і Ferrari California T на третій передачі набуватимуть пришвидшень відповідно до зображених на рис. 5 програм. Ці програми засвідчують прояв інерції порядку, вищого за порядок механічної інерції, коли в ідеалі стрибкоподібне прикладання силового чинника мало б стрибкоподібно надати прискорення автомобілю — відповідно, скажімо, до горизонтальних прямих на рис. 5. У разі турбокомпресорного двигуна простежується ще й так звана “турбояма” (turbolag). Такий нюанс позначається хіба що на точності оцінок динамічності, та й, до того ж, не дуже істотно. Але існують тонкощі, що якісно позначаються на оцінках...

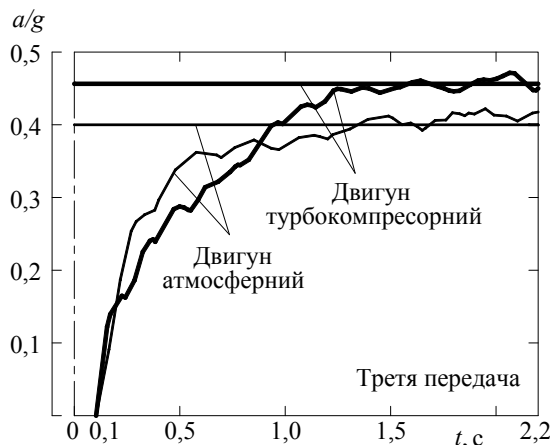


Рис. 5. Програми пришвидшень автомобілів (заводські дані)

Звернімо увагу на швидкісну характеристику двигуна, зображену на рис. 2. За умови $k_w = 0$ частоти обертання вала двигуна $n_{eM} \leq n_e \leq n'_{eM}$ цілком рівноцінні (у тому сенсі, що їм відповідають однакові значення $M_e = M_{em}$ обертального моменту двигуна і однакові значення $a = a_m$ пришвидшення автомобіля). Але якщо згадати, що все-таки $k_w \neq 0$, то якою б малою не була величина $\Delta a = \frac{k_w A_w}{G} \frac{g}{\delta_m} (v_M'^2 - v_M^2)$ (рис. 6, а), все ж стає очевидним, що менша частота $n_e = n_{eM}$ сприяє ефективнішій роботі системи “двигун — зчіпник”.

Але можна собі уявити такий монотонно зростаючий перебіг характеристики двигуна в діапазоні частот $n_{eM} \leq n_e \leq n'_{eM}$, що у відповідному діапазоні швидкостей $v_M \leq v \leq v'_M$ пришвидшення автомобіля буде однаковим ($a = a_m$, рис. 6, б). Звісно, величина M'_{em} на мізер більша за величину M_{em} , а отже, чи є в такому разі сенс надавати перевагу частоті $n_e = n'_{eM}$ перед частотою $n_e = n_{eM}$, провокуючи інтенсивніше буксування зчіпника та інтенсивніші витрати пального?

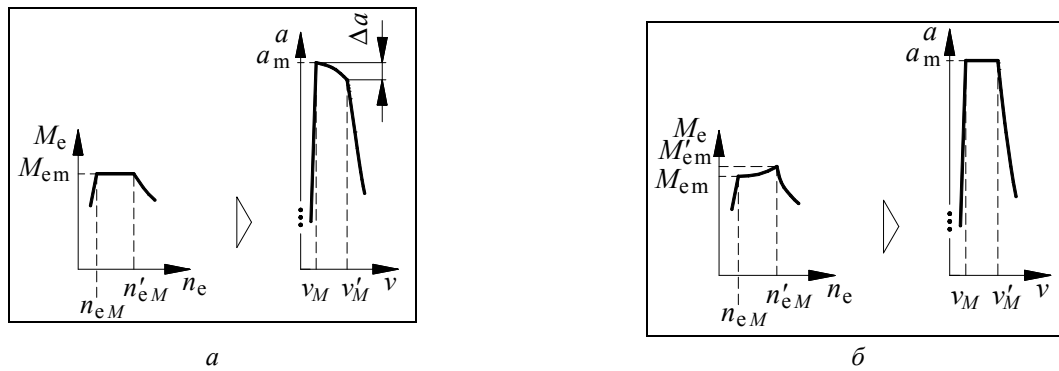


Рис. 6. Варіанти характеристик при швидкісній автомобіля

Двигуни з особливими граничними швидкісними характеристиками на автомобільній техніці застосовують дедалі частіше. На рис. 7 зображена гранична швидкісна характеристика рядного шестициліндрового двигуна з лінійки MAN Truck & Bus AG D3876 EURO 6 (діаметр циліндра — 138 мм; хід поршня — 178 мм; робочий об'єм — 15,2 дм³; ступінь стиснення — $\epsilon = 18$; $n_{eM} = 930\text{--}1350$ хв⁻¹; $P_{em} = 560$ к.с.; $M_{em} = 2700$ Н·м; максимальний тиск робочого циклу досягає значення $p_z = 25$ МПа (250 бар)). Максимальний обертальний момент досягається уже за частоти обертання вала двигуна **930** хв⁻¹ завдяки дуже високому тиску впорскування пального (2500 бар, система впорскування — common rail) та двоступеневому турбонагнітання: нагнітач першого ступеня меншого діаметра ефективний за низьких частот робочих циклів; у разі зростання частоти і обтяження зростає й підмога нагнітача другого ступеня, ефективність якого помітно більшає на режимах великої потужності. Передбачено двоступеневе охолодження повітря на вході в циліндри (до температури, нижчої за температуру охолодженої рідини в двигуні). Якщо калібрувати кусками лінійний перебіг залежності потужності P_e від частоти n_e обертання вала двигуна, то характеристику відобразатимуть штрихові лінії. Зрештою, цього разу граничну швидкісну характеристику $M_e = M_e(n_e) \cup P_e = P_e(n_e)$ все ж можна умовно вважати цілком кусками лінійною.

Можна відшукати навіть “множинну” граничну швидкісну характеристику, рис. 8: на різних передачах система електронного (комп'ютерного) керування “пропонує” різні граничні режими роботи двигуна. Йдеться про двигун згаданого вже автомобіля Ferrari, на якому довгий час використовували суто атмосферні двигуни. Але згодом (у 2014 р.) автомобілю Ferrari California з атмосферним двигуном був протиставлений автомобіль Ferrari California T з керованим тиском турбонагнітання. Виявилось можливим зменшити робочий об'єм з 4,3 дм³ до 3,9 дм³, а ступінь стиснення — з 12,5 до 9,4 (це — істотний Downsizing); момент зріс від 505 Н·м до 750, а потужність — від 490 к.с. до 560. На вищій сьомій передачі преселекторного “робота DCT” дозволено реалізовувати максимальний момент 755 Н·м, на шостій — 650, на п'ятій — 635, на четвертій — 625, а вже на нижчих трьох — 610. Ряд передатних чисел в трансмісії — відповідно “розтягнутий”.

Аби в процесі рушання автомобіля Ferrari California T на розгінній передачі його турбокомпресорний двигун міг втілювати максимальний обертальний момент $M_e = M'_{em}$, він повинен працювати на режимі R з частотою обертання вала $n_e = n'_{eM}$, порівняно близькою до частоти $n_e = n_{eM}$ обертання вала атмосферного двигуна автомобіля Ferrari California (див. рис. 8, а).

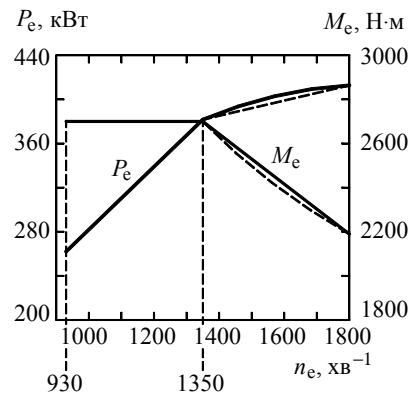


Рис. 7. Гранична швидкісна характеристика двигуна MAN

При цьому система “двигун — зчіпник” мала б реалізувати режими “глибокого” й тривалого буксування, відображувані точками прямолінійного відтинка RR' . Спадає на думку, що краще вже втілювати значно енергоощадливіші (з огляду на витрати пального та інтенсивність розвіювання енергії в зчіпнику) режими з множини $R_1R'_1 - R_1R$ (див. рис. 8, б), поступаючись дещо динамічністю рушання автомобіля. З іншого боку, чому б не закріпити характеристику “6” (шоста передача, див. рис. 8, б) за розгінною передачею, що дало б змогу системі “двигун — зчіпник” реалізувати режими $R_6R'_6$ з більшими моментами ($M_e = M'_{eM6} > M'_{eM}$) за меншої інтенсивності буксування зчіпника ($n'_{eM6} < n'_{eM}$). Зрештою, й характеристику “1, 2, 3” можна було б відформатувати так, аби з'явилась горизонтальна ділянка, властива характеристиці “6”.

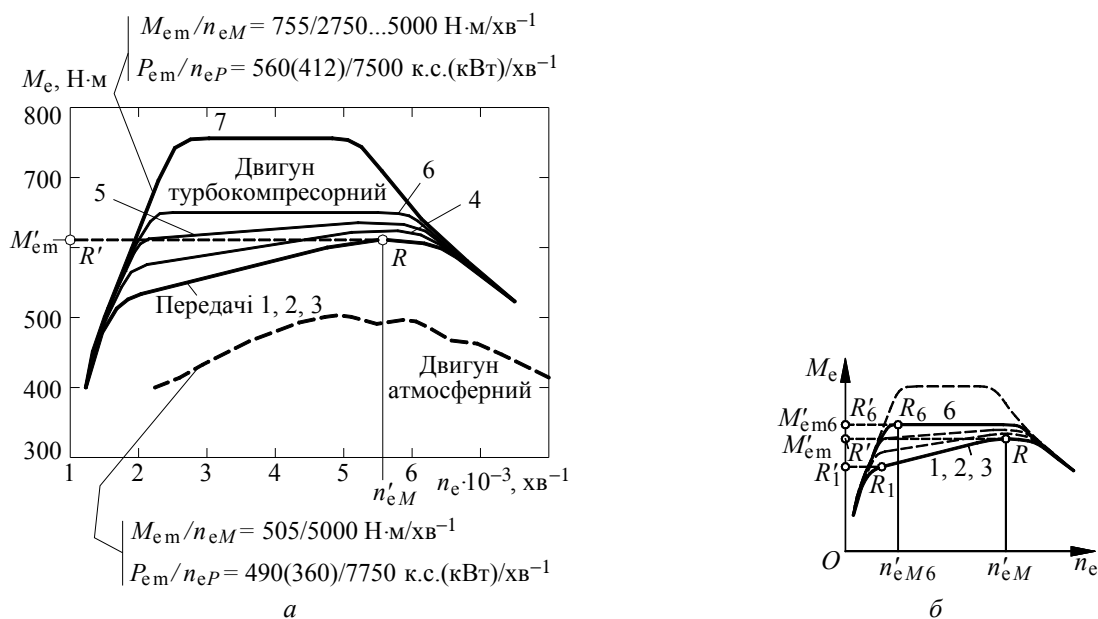


Рис. 8. Гранічні швидкісні характеристики восьмициліндрових V-подібних бензинових з безпосереднім впорскуванням двигунів автомобілів штибу купе-кабриолет Ferrari California (двигун — атмосферний) та Ferrari California T (двигун — бітурбокомпресорний з турбінами штибу twin scroll (здовоєний равлик))

Висновки. Отож, коли йдеться про оцінювання динамічних потенцій автомобіля, доведеться насамперед вирізнити так звану розгінну передачу в трансмісії — передачу, на якій слід було б починати рушання-розгін. Розгінною передачею, зрозуміло, є найвища серед тих, на яких досягається максимальне пришвидшення a_m . Загалом, ознаками динамічнішого рушання автомобіля є одночасно менші значення і його тривалості T_{rs} , і шляху S_{rs} , на якому це рушання здійснено. Запорукою ж вищої динамічності того чи іншого автомобіля на початковій стадії розгону є 1) його рушання на так званій розгінній передачі, 2) менше значення швидкості v_M на розгінній передачі — швидкості, відповідної максимальному обертальному моменту двигуна, 3) більше значення a_m максимального пришвидшення на цій передачі. Еквівалентом швидкості v_M є швидкість v_a , за якої досягається найбільше пришвидшення, позаяк на процесі рушання майже не позначається рівень аеродинамічності автомобіля. Формальним узагальненим вимірником динамічності рушання автомобіля є величина $d_{rs} = v_M / (2a_m) = T_{rs} / 2$.

Скидається на те, що коли розгінною є не перша передача (а друга, приміром), то це є вагомим доказом невідповідності двигуна автомобілю. Змінюючи швидкохідність двигуна чи структуру трансмісії, можна діапазон передатних чисел вкоротити чи змістити настільки, що розгінною гарантовано стане саме перша передача. Звісно, винятком може бути хіба що

спеціальний автомобіль-тягач чи інший автомобіль непересічного призначення, першу передачу в якому використовують для реалізації так званих повзучих швидкостей.

1. Mitschke M., Wallentowitz H. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. – Springer, 2010. – 709 s.
2. Jazar R. N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. – New York: Springer Science+Business Media, LLC, 2008. – 1015 p. 3. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. *Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність*. – К.: Вид-во “КВІЦ”, 2004. – 174 с.
4. Гацук П. Н. *Энергетическая эффективность автомобиля*. – Львов: Світ, 1992. – 208 с.

УДК 621.874

В. М. Гелетій, Я. М. Новіцький, В. В. Федик
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра деталей машин

КОМП’ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНІВ З МОДИФІКОВАНИМИ РОЛИКАМИ

© Гелетій В. М., Новіцький Я. М., Федик В. В., 2015

Проаналізовано напружено-деформований стан елементів опорно-поворотного пристрою автокранів. Проведені дослідження дають необхідну інформацію для адекватного кінцево-елементного моделювання і контактної взаємодії модифікованих роликів, і деформацій кілець опорно-поворотних пристроїв автокранів та дослідження впливу низки геометричних параметрів на їхню несучу здатність.

Ключові слова: опорно-поворотний пристрій автокранів, кінцево-елементне моделювання.

The analysis of contact of elements of turning support of truck cranes is conducted. The conducted researches give necessary information for the adequate finite-elements design of contact of elements of turning support of truck cranes. Influence of geometrical parameters is investigated on their bearing strength.

Key words: support of truck cranes, finite-elements design.

Постанова проблеми та аналіз попередніх досліджень. Один із шляхів підвищення несучої здатності опорно-поворотних пристроїв є розроблення модифіковані конструкції роликів, для яких істотно зменшується геометричне тертя, що в поєднанні із значними контактними напруженнями призводить до передчасного зношування механізму.

Запропонована форма роликів [4] з торцевою зовнішньою опуклою сферичною поверхнею і торцевою внутрішньою угнутою сферичною поверхнею істотно зменшує відносне ковзання і відповідно повинна впливати на опір повороту і зношування роликів.

У попередніх роботах авторів [3, 5] розглядалися питання адекватного кінцево-елементного моделювання контактної взаємодії окремого ролика з поверхнею кілець, а також вплив модифікації форми ролика на розподіл контактних напружень. Однак при цьому не враховувалися деформації самих кілець. Запропонована авторами твердотільна модель опорно-поворотного пристрою [6] враховує реальні параметри його елементів, а саме жорсткість кілець та геометрію розташування роликів на бігових доріжках і дозволяє досліджувати вплив цих параметрів на несучу здатність конструкції.