

**Висновки.** Запобіжна муфта однобічної дії — ефективний засіб удосконалення гайковерта: вона дає змогу технічно просто автоматизувати затягування нарізевих з'єднань до наперед заданої сили. За результатами проведеного аналізу можна стверджувати, що величину обертального моменту зручно змінювати кутом нахилу пазів напівмуфт.

Отримані аналітичні залежності уможливають проведення вмотивованих інженерних розрахунків на етапі проектування гайковертів та інших подібних пристроїв, в яких доречно й доцільно застосовувати розроблені запобіжні муфти.

1. *Автомобилестроение: Справочник по государственным стандартам и отраслевым нормам: В 4-х т. – М.: Изд-во стандартов, 1970. – Т. 3. – 471 с.* 2. *Автомобильный справочник/Пер. с англ. 2 изд., переработ. и доп. – М.: ЗАО "КЖИ" // За рулем. – 2004. – 992 с.* 3. *ДСТУ 2278 – 93. Муфти механічні. Терміни та визначення.* 4. *Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2009. – 214 с.* 5. *Пат. 66514А Україна. Запобіжна муфта. Гащук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. Опубл. 2004. Бюл. №5.* 6. *Пат.№ 77435 Україна. Запобіжна муфта. Гащук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. Опубл. 2006. Бюл. №12.*

УДК 621.83:658:652

**П.М. Гащук, Р.А. Пельо**

Національний університет "Львівська політехніка",  
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

## **ПАЛИВОВИТРАТНА ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБІЛЯ НА РЕЖИМАХ СПОВІЛЬНЕННЯ З ОДНОЧАСНИМ ПЕРЕМИКАННЯМ ПЕРЕДАЧ**

© Гащук П.М., Пельо Р.А., 2010

**Проаналізовано перехідний процес у двигуні при автоматичному перемиканні передач в механічній трансмісії автомобіля. Обґрунтовано програму роботи фрикціонів з огляду на паливоощадність та дотримання заданої програми сповільнення автомобіля.**

**The transients in the engine are parsed at an automatic gear-shifting of a transmission of the automobile. Are justified timing and durations of gear-shiftings from the point of view of maintenance of the given program of motion of the automobile and least propellant consumption.**

**Постановка проблеми. Аналіз відомих досліджень і публікацій.** Період початку – середини 1980-х років став переломним у майже столітньому на той час поступі автомобіля до досконалості (вважають, що автомобіль "народився" в 1885 році). Відтоді власне двигун внутрішнього згоряння поєднався з комп'ютером – точним щодо інтелектуальних оцінок та чутливим у реакціях посередником в стосунках між водієм і автомобілем. Фірма Ісузу перша в світі розробила п'ятиступеневу скриньку передач з електронним керуванням. Її назвали NAVI 5 (назва промовиста: New – новий, Advanced – передовий чи прогресивний, Vehicle – транспортний засіб, Intelligence – з інтелектом, 5 – п'ять ступенів). NAVI 5 – це автоматична трансмісія, здатна за

посередництва електроніки керувати сухим зчепником (зчепленням) і зубчатою синхронізованою механічною ступеневою скринькою передач, значно спрощуючи дії водія та забезпечуючи високий рівень паливної економії автомобіля.

Вимога заощадження палива назавжди набула вагомості ще від нафтової кризи 1973 року. Але ця вимога тільки інколи вважалася визначальною. До неї долучали як значущі також вимоги забезпечення комфортабельності керування машиною та довговічності трансмісії (див., наприклад, [1], механічна трансмісія), паралельно на вибір водія протиставляли їй динамічність руху [2], гідромеханічна трансмісія), поєднували з нею деякі інші вимоги чи на альтернативній, чи на компромісній основі [3, 4]. Отож, вимога паливної економії завжди була “змішана” з вимогами іншого сенсу. Тому вона і досі не може бути однозначно витлумачена; хіба що доведеться пристати на цілком тривіальну ідею “не їдь, то й не витратиш палива”.

Автоматизація автомобіля має тверде наукове підґрунтя — мехатроніку, що цілісно поєднує механіку й теорію машин, електротехніку й електроніку, автоматику й робототехніку (робототехніку), а також інформатику. Але якщо десяти вишколеним програмістам, не конкретизуючи засоби програмування, дати одне і те саме завдання на створення алгоритму керування системою “двигун – трансмісія”, то кожен з них видасть цілком відмінну від інших програму, незважаючи на однакові умови, вимоги, цілі та навіть мову програмування. Системи керування будуть різними, хоча й поєднуюватимуть в собі здебільшого одні і ті самі компоненти: ту саму систему чутників-вимірювачів (сенсорику), однакові виконавчі пристрої (акторику), однакові перетворювачі сигналів та процесорних даних, те саме модельне відображення тощо. Отже, проблема синтезу автоматичних систем керування автомобілем у цьому сенсі є неоднозначною.

Але така неоднозначність не стає на заваді при синтезі оптимальних систем автоматизації ступеневої трансмісії автомобіля тією мірою, як неоднозначність тлумачення паливної економії. Отож, створення засад для синтезу оптимальних інтелектуальних систем автоматичного керування автомобілем постає як вельми складна проблема, далека від розв’язання. До слова, будь-яка неоднозначність-різномаїтість — це переконлива ознака перебування далеко від оптимуму, від досконалості.

**Постановка задачі. Первинна інформація.** Об’єктивна концепція оптимальності перемикання передач повинна беззастережно сповідувати принцип невтручання автоматичних пристроїв у процес добору водієм програми руху автомобіля [3, 5, 6]. Отже, програму зміни швидкості руху автомобіля слід вважати заданою. У такому разі заданою є й програма  $\omega_a = \omega_a(t)$  зміни кутової швидкості  $\omega_a$  обертання вихідного вала скриньки передач ( $t$  – час), і програма зміни навантаження (обертального моменту  $M_a = M_a(t)$ ) на цьому валі. Тобто, проблема динамічності автомобіля цілком об’єктивно відступає на задній план. А тому оптимізацію законів перемикання передач завжди є сенс провадити суто за критерієм енергоощадності.

Для здійснення процедури синтезу оптимальних законів перемикання передач доведеться керуватись параметрами скриньки передач та паливною характеристикою двигуна  $Q_t = Q_t(M_e, \omega_e)$  [3, 7], де  $Q_t$  – швидкість витрати пального,  $M_e$  – обертовий момент,  $\omega_e$  – швидкість обертання вала двигуна. Особливості процесу формування (синтезу) оптимальних законів перемикання передач без переривання потоку потужності доцільно розглядати на прикладі простої ступінчатої механічної скриньки передач з фрикційними засобами керування (рис. 2) у разі реалізації автомобілем заданої, знову ж таки — простої, програми руху транспортної машини. Отож, нехай потрібно відтворити в заданому інтервалі часу  $t_A - t_B$  фрагмент  $AB$  програми сповільнення  $v = V(t)$  руху автомобіля зі сталим прискоренням (рис. 1).

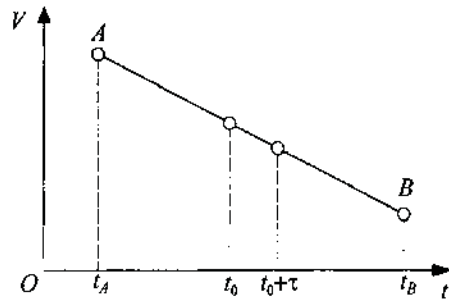


Рис. 1. Зображення програми руху автомобіля зі сталим сповільненням

Цей фрагмент програми руху транспортного засобу повністю чи частинами можна втілити, примушуючи двигун працювати на множинах режимів, відображуваних деякими кривими  $M_e = M_{ek}(\omega_e)$  чи  $M_e = M_{e(k-1)}(\omega_e)$  відповідно на  $k$ -й чи  $(k-1)$ -й передачах (рис. 2). В системі координат  $\omega_e O M_e$  лінії  $M_e = M_e^+(\omega_e)$ ,  $M_e = M_e^-(\omega_e)$ ,  $\omega_e = \omega_e^+ = \text{const}$ ,  $\omega_e = \omega_e^- = \text{const}$  відображають так звані зовнішні режими роботи двигуна. Власне цій множині нехай належать режими  $R_k^{t_A}$  та  $R_{k-1}^{t_B}$  роботи двигуна, відповідні початку  $A$  і кінцю  $B$  заданої програми руху машини (митям  $t_A$  і  $t_B$ , див. рис. 1). У такому разі обрану програму руху  $v = V(t)$  можна буде реалізувати, використовуючи обов'язково дві передачі трансмісії; перемикання передач з  $k$ -ї на  $(k-1)$ -ту має відбутися, коли двигун досягне при увімкненій  $k$ -й передачі якогось режиму  $R$  на лінії  $M_{ek}(\omega_e)$ , див. рис. 2.

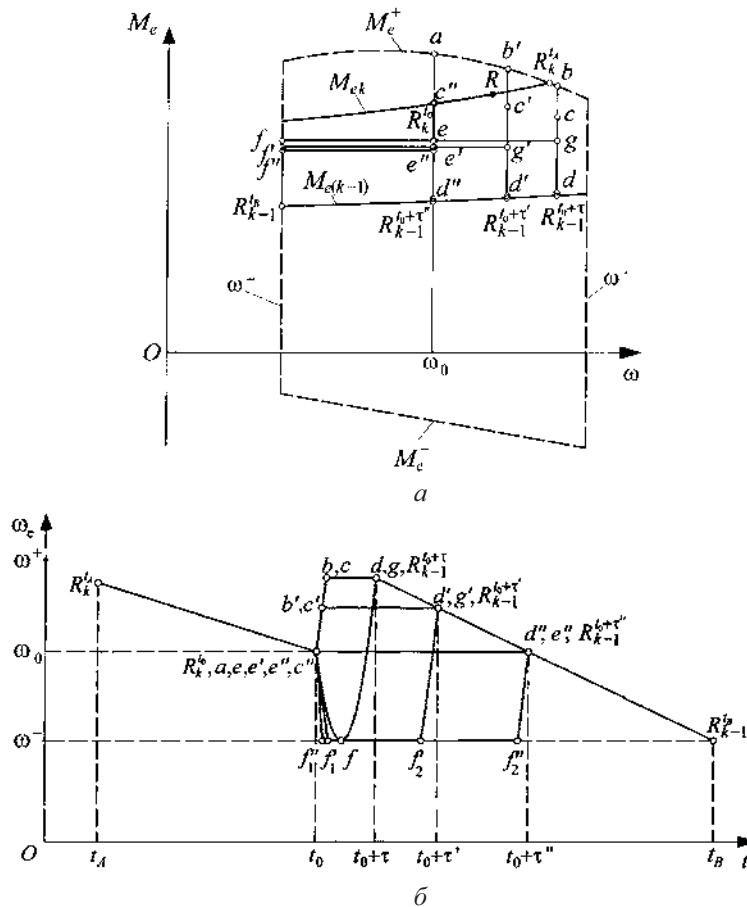


Рис. 2. Режими роботи двигуна при русі автомобіля зі сталим сповільненням

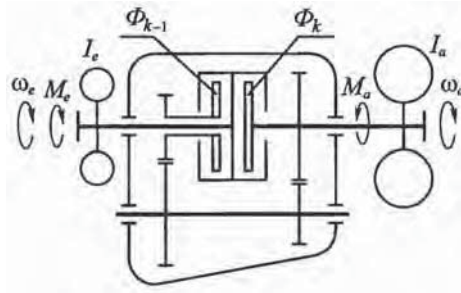


Рис. 3. Схема поєднання в трансмісії автомобіля двох ступенів, один з яких — пряма передача

Нехай режим  $R$  роботи двигуна, пересуваючись ліворуч вздовж кривої  $M_e = M_{ek}(\omega_e)$  (увімкнена деяка  $k$ -а передача), перетвориться на режим  $R_k^{t_0}$ , і саме в цю мить має розпочатися перемикавання передач на  $(k-1)$ -у. Верхній символ вказує на те, з якою миттю програми руху машини збігається початок процесу перемикавання передач; зокрема, символ  $t_0$  у позначенні  $R_k^{t_0}$  вказує на те, що мить початку перемикавання передач з  $k$ -ї на  $(k-1)$ -у збігається з миттю  $t_0$  на програмі руху  $v = V(t)$  (див. рис. 1). Власне в цю мить  $t_0$  розпочинають працювати фрикціони  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$  (рис. 3;  $I_e$  – момент інерції мас трансмісії, пов'язаних з первинним валом скриньки передач;  $I_a$  – момент інерції мас трансмісії між скринькою передач та головною передачею), та так, щоб через деякий фіксований час  $\tau$  повного вмикання  $(k-1)$ -ї передачі режим роботи двигуна збігся з режимом  $R_{k-1}^{t_0+\tau}$ , належним певній кривій  $M_e = M_{e(k-1)}(\omega_e)$ . Цифра нижнього індексу в позначенні  $R_{k-1}^{t_0+\tau}$  вказує на номер увімкненої після перемикавання передачі. Верхній символ вказує на мить ( $t = t_0 + \tau$ ) закінчення перемикавання.

Процес зміни впродовж часу  $\tau$  режиму роботи двигуна внаслідок перемикавання передач фрикціонами  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$  залежить від обраного способу керування двигуном. Щойно режим роботи двигуна досягне позиції  $R_{k-1}^{t_0+\tau}$ , перемикавання завершується, і подальша реалізація програми руху машини відбуватиметься так, що поточний режим  $R$  пересуватиметься вздовж кривої  $M_{e(k-1)}(\omega_e)$  аж до цілком певної позиції  $R_{k-1}^{t_i}$ , що відповідає миті завершення програми руху машини. Звісно ж, за мить  $t_0$  початку перемикавання передач може бути взята довільна інша мить  $t_i$  відтворення програми руху автомобіля (див. рис. 1); і замість величини  $t_0 + \tau$ , що відповідає миті завершення роботи фрикціонів, можна оперувати також якоюсь іншою допустимою величиною  $t_i + \tau_j$ . Фрикціони  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$  сумісно повинні забезпечити перехід  $R_k^{t_i} - R_{k-1}^{t_i+\tau_j}$  режиму  $R$  роботи двигуна з кривої  $M_{ek}(\omega_e)$  на криву  $M_{e(k-1)}(\omega_e)$  без зміни заданої програми руху автомобіля.

Але навіть це конкретне завдання можна виконати, втілюючи найрізноманітніші програми пробуксовування фрикційних елементів. Відстежуючи відповідну втілюваній програмі керування витрату палива, можна ставити задачу про пошук енергоощадних законів перемикавання передач.

**Основний матеріал. Синтез паливної характеристики автомобіля.** Відповідно до наведеної на рис. 3 схеми

$$M_e - I_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_k^\phi + M_{k-1}^\phi = M_{k(k-1)}^\phi, \quad M_k^\phi + \frac{M_{k-1}^\phi}{u_{k-1}} = M_a, \quad (1)$$

де  $M_k^\Phi$  і  $M_{k-1}^\Phi$  – обертові моменти, створювані фрикціонами  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$ ;  $M_k^\Phi \omega_e \geq 0$ ,  $M_{k-1}^\Phi \omega_e \geq 0$ ;  $u_k$  – передатне відношення. Оскільки програма руху автомобіля є заданою, то відомою в кожному мить часу є її величина (див. друге рівняння (1))

$$M_k^\Phi(t) + \frac{M_{k-1}^\Phi(t)}{u_{k-1}} \equiv M_a(t). \quad (2)$$

Розглянемо алгоритм синтезу оптимальних законів керування ступінчатою механічною трансмісією транспортної машини, не беручи до уваги втрати енергії на тертя в зубчатих зачепленнях та підшипниках (ложищах) валів. До того ж, дозволимо собі покласти:

$$M_k^\Phi + M_{k-1}^\Phi = M_{k(k-1)}^\Phi(t) = -at + b, \quad (3)$$

де коефіцієнти  $a$  і  $b$  визначаються значеннями параметрів  $t_i$ ,  $t_i + \tau_j$  та координатами точок

$$\left( M_{ek}^{t_i} - I_e \frac{d\omega_{ek}^{t_i}}{dt}, \omega_{ek}^{t_i} \right) \text{ і } \left( M_{e(k-1)}^{t_i + \tau_j} - I_e \frac{d\omega_{e(k-1)}^{t_i + \tau_j}}{dt}, \omega_{e(k-1)}^{t_i + \tau_j} \right)$$

відповідно ( $M_{ek}^{t_i}, \omega_{ek}^{t_i}$  — координати точки  $R_k^{t_i}$ ;  $M_{e(k-1)}^{t_i + \tau_j}, \omega_{e(k-1)}^{t_i + \tau_j}$  — координати точки  $R_{k-1}^{t_i + \tau_j}$ ).

Вираз (3) своєрідно відображає програму сумісної роботи двох фрикціонів в процесі перемикання передач з  $k$ -ї на  $(k-1)$ -ту. Для прикладу на рис. 4 наведено програму перемикання фрикціонів  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$  (див. рис. 3) у формі програм зміни з плином часу моментів тертя  $M_k^\Phi$  і  $M_{k-1}^\Phi$  власне з дотриманням умови (3).

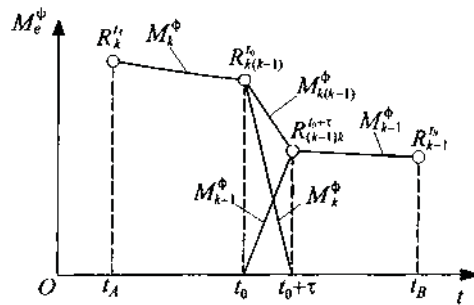


Рис. 4. Програма перемикання фрикціонів

Отже, співвідношення (2) і (3) разом однозначно визначають програми  $M_k^\Phi = M_k^\Phi(t)$  і  $M_{k-1}^\Phi = M_{k-1}^\Phi(t)$  роботи фрикціонів  $\Phi_k$  і  $\Phi_{k-1}$  (через параметри  $a$ ,  $b$ ,  $u_k$ , час  $t$  та відому функцію  $M_a = M_a(t)$ ):  $M_k^\Phi = \frac{M_a(t)u_{k-1} + at - b}{u_{k-1} - 1}$ ,  $M_{k-1}^\Phi = \frac{at - b + M_a(t)}{u_{k-1} - 1}$ .

Відтворити лінійну програму  $v = V(t)$  сповільнення автомобіля в інтервалі часу  $t_A$  —  $t_B$  з реалізацією програми (3) перемикання фрикціонів можна зокрема, якщо режим роботи двигуна  $R$  пересуватиметься в системі координат  $\omega_e OM_e$  вздовж лінії  $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - e - f - g - R_{k-1}^{t_0 + \tau} - R_{k-1}^{t_B}$  (рис. 2; згадаймо, режим  $R_k^{t_A}$  має належати кривій  $M^+(\omega_e)$ , а режим  $R_{k-1}^{t_B}$  — лінії  $\omega_e^-$ ). Вирізнимо ще два варіанти реалізації заданої програми руху:  $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - e' - f' - g' - R_{k-1}^{t_0 + \tau'} - R_{k-1}^{t_B}$  та  $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - e'' - f'' - e'' - R_{k-1}^{t_0 + \tau''} - R_{k-1}^{t_B}$  з початком роботи фрикціонів (початком перемикання) в одну й ту саму мить  $t_0$ .

При цьому в процесі роботи (буксування) фрикціонів двигун “зобов’язаний” реалізувати сталий обертовий момент. Горизонтальні відрізки  $efg$ ,  $e'f'g'$  і  $e''f''e''$  на рис. 2, *a* якраз і відображають факт незмінності обертового моменту  $M_e$  в умові (1) у разі роботи фрикціонів. З рис. 2, *б* видно, що друге і третє “керування” двигуном реалізується з тривалим “очікуванням” за частотою обертання на лінії  $\omega_e^-$ . Проте керувати двигуном можна іншим способом, зокрема, — форсовано (динамічно, швидкодібно). На рис. 2 вирізнено власне такі форсовані перехідні режими роботи двигуна, що, звісно, належать лінії  $M_e = M_e^+(\omega_e)$  — множині зовнішніх режимів, і можуть бути втілені під час роботи фрикціонів. У такому разі для трьох обраних тривалостей перемикавання передач поточний режим роботи двигуна пересуватиметься вздовж ліній, відповідно,  $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - b - c - d - R_{k-1}^{t_0+\tau} - R_{k-1}^{t_B}$ ;  $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - a - b' - c' - d' - R_{k-1}^{t_0+\tau'} - R_{k-1}^{t_B}$  і  $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - c'' - d'' - R_{k-1}^{t_0+\tau''} - R_{k-1}^{t_B}$ .

Реалізація форсованого керування автомобільним тепловим двигуном при заданій програмі роботи фрикціонів (3) вимагає врахування тієї обставини, що зміни режимів роботи теплового двигуна на ділянках  $ab$  і  $ab'$ , відбуватимуться швидше (для “третього” керування в точці  $a$  — миттєво), ніж на відповідних їм ділянках  $efg$ ,  $e'f'g'$  і  $e''f''g''$ , втілюваних у разі нефорсованого керування двигуном. А тому перш, ніж закінчиться робота фрикціонів впродовж заданого часу, задля дотримання заданої програми руху автомобіля двигун має “перечекати” при сталій частоті обертання зайвий (заощаджений) час в деякому проміжному режимі. На рис. 2, *a* для аналізованих процесів перемикавання передач ці вичікувальні проміжні режими роботи теплового двигуна відображені відповідно вертикальними відрізками  $cd$ ,  $c'd'$  і  $c''d''$ . Таке “очікування” необхідно втілювати і для нефорсованого керування двигуном, зокрема, в точках  $f'$  і  $f''$ , які належать швидкісному режимові  $\omega_e^- = \text{const}$ . Зокрема,  $f'$  є лише точкою дотику до лінії  $\omega_e^- = \text{const}$ , рис. 2, *б*.

Остаточний формалізовано виважений висновок про доречність обрання тієї чи іншої миті початку  $t_i$  перемикавання передач та тієї чи іншої тривалості роботи фрикціонів (тривалості процесу перемикавання)  $\tau_j$  можна зробити тільки за значенням витрати палива  $Q_{AB}(t_i, \tau_j)$  у процесі відтворення заданого фрагмента програми  $v=V(t)$  руху транспортного засобу [5] (при нефорсованому та форсованому керуванні двигуном). У разі нефорсованого керування тепловим двигуном витрату пального визначатимемо за формулою

$$Q_{AB}(t_i, \tau_j) = \int_{t_A}^{t_i} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t)) dt + \int_{t_i}^{t_i+\tau_j} Q_t(M_{ek(k-1)}(t) = \text{const}, \omega_{ek(k-1)}(t)) dt + \int_{t_i+\tau_j}^{t_B} Q_t(M_{e(k-1)}(t), \omega_{e(k-1)}(t)) dt. \quad (4)$$

У разі ж форсованого керування слід писати:

$$Q_{AB}(t_i, \tau_j) = \int_{t_A}^{t_i} Q_t(M_{ek}(t), \omega_{ek}(t)) dt + \int_{t_i}^{t_i+\tau_j^F} Q_t(M_e^+(\omega_e(t)), \omega_e(t)) dt + \int_{t_i+\tau_j^F}^{t_i+\tau_j} Q_t(M_{ek(k-1)}(t), \omega_{ek(k-1)}(t) = \text{const}) dt + \int_{t_i+\tau_j}^{t_B} Q_t(M_{e(k-1)}(t), \omega_{e(k-1)}(t)) dt. \quad (5)$$

Тут:  $(M_{ek}, \omega_{ek})$ ,  $(M_{ek(k-1)}, \omega_{ek(k-1)})$ ,  $(M_{e(k-1)}, \omega_{e(k-1)})$ ,  $(M_e^+(\omega_e), \omega_e)$  – режими роботи двигуна у разі ввімкненої  $k$ -ї передачі, в процесі перемикавання передач, у разі ввімкненої  $(k-1)$ -ї

передачі, та у разі його форсування;  $\tau_j^F$  – тривалість реалізації зовнішніх режимів роботи двигуна  $M_e = M_e^+(\omega_e)$ , після чого необхідно здійснити вичікування на режимах при  $\omega_e = \text{const}$  (на рис. 2, згадаймо, режими вичікування відображені вертикальними відрізками  $cd$ ,  $c'd'$  і  $c''d''$ ).

Отже, обираючи спосіб керування двигуном (форсований чи нефорсований) і використовуючи відповідне з рівнянь (4) чи (5), для будь-якої варіації значень миті початку  $t_i$  і тривалості  $\tau_j$  роботи фрикціонів можна обчислити значення абсолютної витрати палива у разі реалізації фрагмента  $AB$  програми сповільнення  $v = V(t)$  руху автомобіля. На підставі цієї інформації можна в системі координат  $tOQ_{AB}$  побудувати паливну (паливовитратну) характеристику сумісної роботи двигуна, скриньки передач, фрикціонів (рис. 5).

На рис. 5 паливну характеристику для заданої пари передач відображено сімействами кривих  $Q = Q_{AB}(t_i, \tau_j = \text{const})$ ,  $Q = Q_{AB}^F(t_i, \tau_j = \text{const})$ , відповідними нефорсованим і форсованим процесам перемикання фрикціонів. Звісно, зазначені сімейства кривих належать деяким цілком різним залежностям-поверхням  $Q = Q_{AB}(t_i, \tau_j)$  і  $Q = Q_{AB}^F(t_i, \tau_j)$ . Ці поверхні ніби розмежовує деяка лінія  $Q_{AB}^0(t_i; \tau = 0)$ , точки якої відповідають ідеалізованим процесам миттєвого перемикання передач [8]. На рис. 5 вирізнено підобласть реалізації нефорсованого керування двигуном, в якій задіяно “очікування” на режимах при  $\omega_e^- = \text{const}$ .

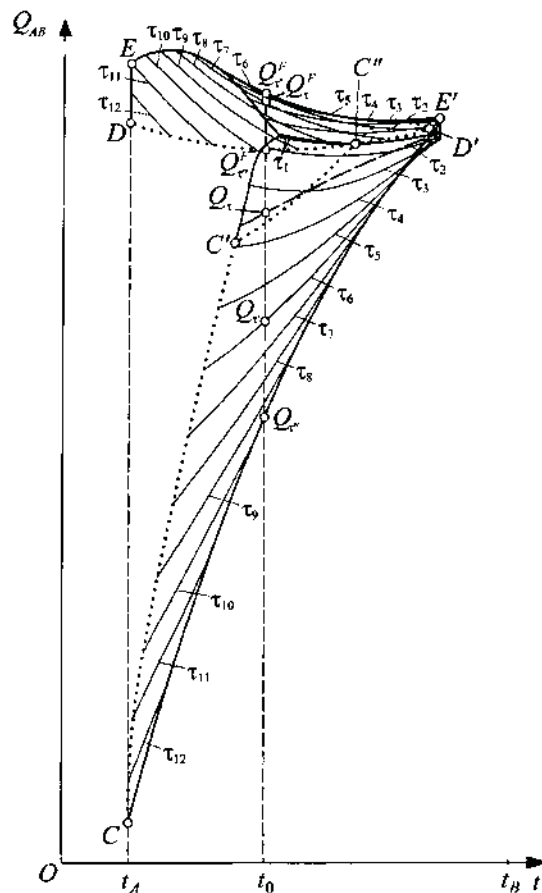


Рис. 5. Паливна характеристика автомобіля

З рис. 5 стосовно вирізнених раніше режимів керування двигуном у разі обрання миті початку перемикань  $t_0$  і трьох тривалостей буксування фрикціонів  $\tau$ ,  $\tau'$  та  $\tau''$  (див. рис. 2) впливає,

впливає, зокрема, що  $Q_{\tau''} < Q_{\tau'} < Q_{\tau} < Q_{\tau''}^F < Q_{\tau'}^F < Q_{\tau}^F$ ; тут  $Q_{\tau_j}$  позначає витрату палива транспортним засобом в процесі відтворення ним заданого фрагмента  $AB$  лінійної програми руху  $v = V(t)$  і перемикання передач з реалізацією двигуном сталого обертового моменту, зовнішньої швидкісної характеристики  $M_e = M_e^+(\omega_e)$  двигуна. Очевидно, що нефорсовані керування тепловим двигуном в процесі перемикання передач виявилися енергоощаднішими (такими, що супроводжуються меншими витратами пального). А от найенергоощаднішим з-поміж усіх вирізнених на рис. 2 виявилось нефорсоване керування двигуном  $R_k^{t_A} - R_k^{t_0} - e'' - f'' - e'' - R_{k-1}^{t_0 + \tau''} - R_{k-1}^{t_B}$ . Зауважмо: чим більшим є значення параметра  $\tau_j$  (тривалості буксування фрикціонів), тим меншим є діапазон добору допустимої миті перемикання  $t_i$ . Зокрема (див. рис. 5), в точках  $C$  (нефорсовані перемикання) і  $D$  (форсовані перемикання) свобода вибору взагалі зникає.

**Висновки.** З паливної характеристики впливає, що витрата палива відчутно залежить від обраної миті перемикання  $t_i$ , а особливо помітно — від тривалості роботи фрикціонів  $\Delta t_j$  у разі нефорсованого способу керування двигуном. При кожній фіксованій тривалості  $\tau_j$  нефорсованого процесу перемикання передач оптимальну мить  $t_i$  початку перемикання можна відшукати як мить, відповідну точці мінімуму на відповідній лінії  $Q = Q_{AB}(t_i; \tau_j = \text{const})$ . Такі екстремальні точки разом формують деяку ламану лінію  $CC'C''$  оптимумів на множині всіх можливих значень  $\tau_j$ . Власне ця лінія дає змогу віднайти ті оптимальні за паливоощадністю режими роботи двигуна, в мить реалізації яких і доцільно розпочинати перемикання передач. Аналітично частину  $C'C''$  кривої  $CC'C''$  відбиває в собі рівняння  $\frac{\partial Q_{AB}(t_i; \tau_j)}{\partial t_i} = 0$ . Але якщо величина  $\tau_j$  ніяк не регламентована, то на всій множині можливих значень величини  $t_i$  треба домагатись, щоб вона була якнайменшою. Отож форсованість (динамічність) перемикання передач не має незаперечної ознаки енергоощадності (ощадливої паливовитратності) при реалізації програми сповільнення автомобіля, на відміну від його розгону [9].

При кожній заданій тривалості  $\tau_j$  тепер уже форсованого процесу перемикання передач оптимальну мить  $t_i$  початку перемикання можна відшукати як мить, відповідну точці мінімуму на лінії  $Q = Q_{AB}^F(t_i; \tau_j = \text{const})$ . Всі такі екстремальні точки разом формують ламану лінію  $C''D'D$  оптимумів на множині всіх можливих значень  $\tau_j$ . Частину  $C''D'$  кривої  $C''D'D$  аналітично відбиває в собі рівняння  $\frac{\partial Q_{AB}^F(t_i; \tau_j)}{\partial t_i} = 0$ , а частину  $D'D$  — рівняння  $\omega = \omega_e^+ = \text{const}$ .

Отже, загалом аналізований алгоритм форсованого керування двигуном при буксуванні фрикціонів не є доцільним за критерієм паливоощадності. Але в самій області форсованого керування двигуном (див. рис. 5) можна вирізнити особливу обвідну криву  $FQ_{\tau}^F E'$  ( $Q = Q_{\max t}(t)$ ). Точки цієї лінії відповідають тим неоптимальним значенням тривалості перемикання, які не слід обирати у разі наперед заданих митей перемикання. Синтезувати криву  $Q = Q_{\max t}(t)$  можна, скориставшись виразом  $\frac{\partial Q_{AB}^F}{\partial (\tau_j)} = 0$ . Легко бачити, що для форсованого керування двигуном є сенс прагнути якнайменшої тривалості перемикання передач, або для триваліших перемикань обирати якнайпізнішу мить початку роботи фрикціонів.



1. Holmes R.S., Smyth R.R., Speranza D. *Automated Mechanical Transmission Controls* // SAE Technical Paper Series, 1983. – № 831776. – 9 p. 2. Schwab M. *Electronic Control of a 4-Speed Automatic Transmission with Lock-Up Clutch* // SAE Technical Paper Series, 1984. – № 840448. – P. 85–93. 3. Гащук П.Н. *Энергетическая эффективность автомобиля*. – Львов: Свит, 1992. – 208 с. 4. Koralewski G. *Metodyka wyznaczania optymalnych momentów przełączania biegów przekładni hydromechanicznej w czasie rozpędzania samochodu* // Folia Societatis Lublinensis. – Vol. 5. – Nr 1. – Lublin, 1996. – S. 5–17. 5. Гащук П.М., Пельо Р.А. *Взаємозумовленість структури рядів передатних відношень та оптимальних законів перемикання ступеневої трансмісії автомобіля* // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні: Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка". – 2004. – № 515. – С. 74–80. 6. Гащук П.М., Пельо Р.А. *Особенности оптимального переключения передач у багатоступеневій трансмісії автомобіля* // Вісник СХУ ім. В. Даля. – №7 (101). – Луганськ, 2006. – С.45–48. 7. Пельо Р.А. *Обґрунтування деяких властивостей автомата керування трансмісією автомобіля* // Зб. наук. праць. "Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів". – 2006. – Вип. 9. – С. 94–98. 8. Гащук П.М., Пельо Р.А. *Обґрунтування вибору програми перемикань в механічній трансмісії автомобіля при реалізації заданої програми руху* // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. збірник. – Львів: Нац. ун-т "Львівська політехніка", 2007. – Вип. 41. – С. 73–80. 9. Гащук П.М., Пельо Р.А. *Аналіз перехідного процесу при автоматизованому перемиканні ступенів трансмісії автомобіля*. // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2009. – Вип. 18. – С. 32–41.

УДК 621.825.5

В.М. Гелетій

Національний університет "Львівська політехніка",  
кафедра деталей машин

## ОСОБЛИВОСТІ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ З КВАЗІЦИКЛІЧНИМИ КООРДИНАТАМИ

© Гелетій В.М., 2010

Розглянуто питання комп'ютерного моделювання динамічних процесів механічних систем з квазіциклічними координатами, пов'язаних з рухом окремих елементів системи як твердого цілого. Запропонована процедура виключення квазіциклічних координат, що полегшує застосування комп'ютерних методів визначення власних частот і форм коливань і розв'язування інших задач динаміки таких систем.

Considered questions of computer design of dynamic processes of the mechanical systems with quasi-cyclic co-ordinates, separate elements of the system as hard unit related to motion. Offered procedure of exception of quasi-cyclic co-ordinates, which facilitates application of computer methods of determination of eigenfrequencies and forms of vibrations and untiing of other tasks of dynamics of such systems.

**Постановка проблеми.** У багатьох випадках математичні моделі динамічних процесів механічних систем, таких, наприклад, як вантажопідіймальні машини адекватно представляються як лінійні пружні системи, рух яких описується лінійними диференціальними рівняннями вигляду

$$A\ddot{Y} + CY = F, \quad (1)$$