

**Висновки:**

1. Виведено аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів карданно-запобіжних муфт, які можуть мати практичне застосування під час проектування аналогічних пристроїв. Рациональний діапазон кутових та радіальних зміщень для досліджуваної конструкції муфти становить  $\Delta_\alpha = 0 \dots 30^\circ$ ;  $\Delta_r = 0 \dots 16$  мм;

2. Збільшення діаметра ролика на 2 мм за постійної висоти опорного ребра спричиняє втрату навантажувальної здатності до 41,1%.

3. Співвідношення між висотою  $h_e$  опорного ребра пружної шайби і радіусом ролика  $r_p$  повинно бути в межах  $h_e/r_p = 0,6 \dots 0,9$ .

1. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. *Справочник по муфтам.* – М.: Машиностроение, 1966. – 798 с. 2. Малащенко В.О. *Муфти приводів.* – Львів: Вид-во НУ “Львівська політехніка”, 2006. – 195 с. 3. Павлице В.Т. *Основи конструювання та розрахунок деталей машин.* – К.: Вища шк., 1993. – 556 с.

УДК 621.83:658:652

П.М. ГАЩУК, Р.А. ПЕЛЬО

Національний університет “Львівська політехніка”

**ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ПРОГРАМИ ПЕРЕМИКАНЬ  
СТУПЕНІВ В МЕХАНІЧНІЙ ТРАНСМІСІЇ ПІД ЧАС РЕАЛІЗАЦІЇ  
ЗАДАНОЇ ПРОГРАМИ РУХУ АВТОМОБІЛЯ**

© Гащук П.М., Пельо Р.А., 2007

*Розглянуто питання впливу вибору моментів перемикання передач в механічній трансмісії автомобіля на його енергоощадні властивості за заданої програми руху. Аналізом суміщення характеристик двигуна і трансмісії обґрунтовано оптимальну програму перемикань в трансмісії у заданих умовах експлуатації.*

*The article deals with a problem of the influence of the moments of gear switching choice in automobile transmission on its fuel and economical properties under certain movement programme. The analysis of engine performances and transmission has enabled to determine the optimum program of changeovers in a transmission in the given operation conditions.*

**Вступ.** В теорії автоматичного керування трансмісією закони перемикання передач переважно задають на тяговій характеристиці автомобіля, яку синтезують суміщенням характеристик двигуна й трансмісії [1]. У цій характеристиці власне і міститься вся інформація, необхідна для однозначного визначення пріоритетів різних передач: величини, що фігурують в критерії оптимальності, задають у формі ізоліній за різних сталих положень органа керування надсиланням у двигун пального. При цьому завжди керуються тим, що динамічність та паливна оощадність — це властивості автомобіля, яких повною мірою за допомогою одних і тих самих законів керування трансмісією в жодному разі домогтися не вдається.

Отож, вважають за необхідне радикально розрізнити поняття „динамічних” й „енергоощадних” оптимальних законів перемикання передач (ступенів) трансмісії. Усі інші різновиди законів автоматичного керування трансмісією — це, мабуть, компроміс між цими основними законами. Таке переконання справді має підстави, якщо у разі перемикання передач не передбачено зміни режиму роботи двигуна (зміни положення органа керування двигуном).

Насправді ж, виявляється, оптимальними є закони перемикання ступенів у механічній трансмісії автомобіля, які забезпечують однаковість перед і після перемикання: швидкості руху

автомобіля  $v$  (умова, що справджується сама собою), тягового зусилля рушія  $P_T$  та швидкості  $Q_t$  споживання двигуном палива (умови, які впливають з аналізу доцільності зміни передачі). А от режим роботи двигуна якраз і повинен змінюватись так, щоб забезпечити дотримання щойно перелічених умов. Власне у такому разі керування трансмісією дає змогу задовольнити ще одну важливу вимогу — беззастережну непорушність вибраної водієм програми руху автомобіля (принцип невтручання автомата у вибір водія).

**Послугуваність динамічності й енергетичної ощадності.** Режими руху автомобіля повинні бути цілком підвладними водієві: він добирає режими руху відповідно до ситуації на дорозі. Отож, програму  $v = v(t)$  ( $t$  — час) руху автомобіля завжди можна вважати наперед заданою. Ця обставина дає змогу стверджувати, що функції  $j_{k-1}(t)$  та  $j_k(t)$  ( $j(t) = dv(t)/dt$ ), які відбивають в собі можливу зміну пришвидшення автомобіля на суміжних  $(k-1)$ -й та  $k$ -й передачах, належать одній і тій самій функції  $j(t)$  (збігаються з нею). Ось чому перемикання передач за дотримання цієї умови не позначиться на динамічності автомобіля (зокрема, при розгоні), а може впливати лише на його паливну ощадність. До того ж рівність  $j_{k-1}(t_0) = j_k(t_0)$  ( $t_0$  — мить перемикання передач) є ознакою втілення принципу динамічності [1, 2].

Інколи рух автомобіля здійснюється з використанням граничних режимів роботи двигуна. Втілення таких режимів може бути вмотивоване, скажімо, бажанням водія якнайінтенсивніше розігнати автомобіль (за найкоротший проміжок часу досягнути якоїсь заданої чи технічно можливої максимальної швидкості). У цьому разі програма руху автомобіля зумовлена суто прийнятністю та тягошвидкісними можливостями автомобіля. Тут функції  $j_{k-1}(t)$  та  $j_k(t)$  уже не можуть бути ділянками однієї і тієї самої функції  $j(t)$ . Отож, при роботі двигуна на межі своїх можливостей зникає свобода добору режимів сумісної роботи двигуна й трансмісії, а отже, про збільшення паливної ощадності автомобіля йтися не може.

Отже, коли існує свобода добору режимів сумісної роботи двигуна й трансмісії, оптимальними є моменти перемикання передач, які забезпечують автомобілю найвищу паливну ощадність. При цьому окремо про втілення особливих динамічних властивостей автомобіля говорити немає потреби: умова динамічності справджується через заданість програми руху автомобіля. Якщо ж програма руху машини зумовлена обмеженнями прийнятності чи тягошвидкісних можливостей, оптимальними стають моменти перемикання передач, які максимально покращують динаміку автомобіля, а вимога паливної ощадності втрачає сенс.

За такої постановки задачі оптимізації моментів перемикання передач вимоги до динамічності автомобіля і вимоги до його паливної ощадності цілком перестають бути суперечливими. А тому зникає проблема пошуку компромісів [2, 3].

**Про можливість (здійсненність) перемикань передач.** Первісною інформацією для здійснення процедури синтезу оптимальних законів перемикання передач є параметри скриньки передач та паливна характеристика двигуна

$$Q_t = Q_t(M_e, \omega_e),$$

де  $Q_t$  — швидкість витрати пального;  $M_e$  — обертовий момент;  $\omega_e$  — швидкість обертання вала двигуна.

Розглянемо основні аспекти процесу формування (синтезу) оптимальних законів перемикання передач на прикладі ступінчастої механічної коробки передач у разі реалізації автомобілем заданої програми руху.

У системі координат  $\omega_e ON_e$  паливну характеристику двигуна можна наочно подати у вигляді низки ізолій  $Q_t(N_e, \omega_e) = \text{const}$ , де  $N_e = M_e \omega_e$  — потужність двигуна (рис. 1; лінії  $N_e = N_e^+(\omega_e)$ ,  $N_e = N_e^-(\omega_e)$ ,  $\omega_e = \omega_e^+$ ,  $\omega_e = \omega_e^-$  відображають так звані зовнішні режими роботи двигуна.

Нехай, для прикладу, задана програма руху автомобіля є розгінною і такою, що повністю чи частково її можна втілити, змушуючи двигун працювати на множинах режимів, відображуваних кривими  $N_{(k-1)}$ ,  $N_k$  та  $N_{(k+1)}$  відповідно на  $(k-1)$ -ій,  $k$ -ій та  $(k+1)$ -ій передачах (рис. 1). В такому разі зміна режиму роботи двигуна внаслідок перемикання передач відобразиться стрибкоподібним переходом з однієї кривої на іншу (пунктирні прямі).

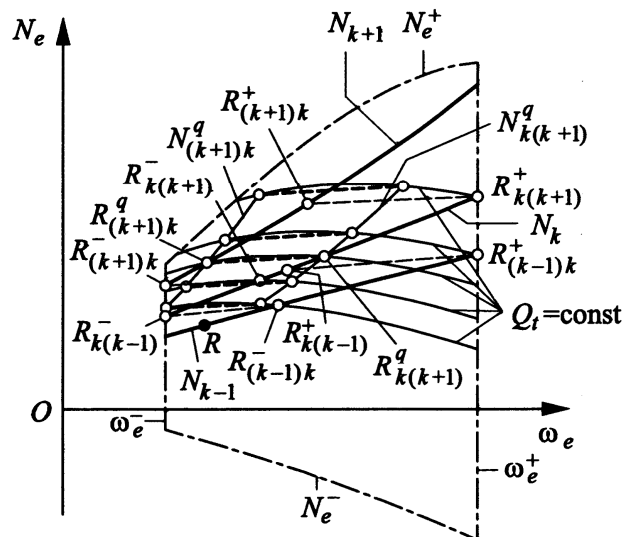


Рис. 1. Алгоритм визначення оптимальних моментів перемикання передач

Перш ніж оцінювати пріоритети передач, керуючись енерговитратністю автомобіля, доречно попередньо виокремити множини тих режимів роботи двигуна, за реалізації яких перемикання передач в трансмісії є взагалі можливим. Підстави вважати перемикання можливим (але не обов'язково доречним) виникають в тому разі, якщо новий режим роботи знову належатиме множині допустимих і, отже, задана програма руху автомобіля не зазнає спотворення (пришвидшення автомобіля перед і після перемикання будуть однаковими).

Нехай режим  $R$  роботи двигуна на  $(k-1)$ -ій передачі відповідно до заданої програми руху автомобіля пересувається вздовж кривої  $N_{k-1}$  вправо у напрямку до режиму  $R_{(k-1)k}^-$  (рис.1). Тут і далі у позначеннях точок-режимів нижній індекс містить дві позиції: перша вказує номер увімкненої передачі, а друга — номер передачі, на яку передбачається здійснити перемикання.

Після перемикання трансмісії на  $k$ -у передачу усталиться новий режим роботи двигуна, який відобразатиме належна лінії  $N_k$  точка. Кінематичні та силові співвідношення, які відображають зміну режиму роботи двигуна внаслідок перемикань з  $(k-1)$ -ої на  $k$ -у передачу, мають вигляд

$$\omega_{ek} = \omega_{e(k-1)} \frac{u_{k-1}}{u_k}; \tag{1}$$

$$M_{ek} = \frac{u_k}{\delta_{k-1}} \left( \frac{M_{e(k-1)} \delta_k}{u_{k-1}} - \frac{(\delta_k - \delta_{k-1})(G_a \psi + k_n F v^2) u_0 r_k}{\eta_{тр}} \right), \tag{2}$$

де  $\omega_{ek}$ ,  $\omega_{e(k-1)}$  — швидкість обертання вала двигуна відповідно на  $k$ -ій та  $(k-1)$ -ій передачах;  $u_k$ ,  $u_{k-1}$  — передатні відношення на цих суміжних передачах;  $M_{ek}$ ,  $M_{e(k-1)}$  — відповідні обертові

моменти двигуна;  $\delta_k, \delta_{k-1}$  — відповідні коефіцієнти обліку інерції обертових мас автомобіля;  $u_0$  — передатне відношення головної передачі;  $G_a$  — вага автомобіля;  $\psi$  — сумарний коефіцієнт опору дороги;  $k_n$  — коефіцієнт опору повітря;  $F$  — площа вітрового опору;  $\eta_{тр}$  — коефіцієнт корисної дії трансмісії;  $r_k$  — радіус кочення колеса. Вираз (2) випливає з умови незмінності програми руху автомобіля.

На підставі співвідношень (1) і (2) можна з'ясувати, що поки режим  $R$  перебуває ліворуч від режиму  $R_{(k-1)k}^-$ , перемикання передач є неможливим: режим роботи двигуна після перемикання передач полишає множину допустимих. А от точка  $R_{k(k-1)}^-$  належить лінії  $\omega_e = \omega_e^-$  зовнішніх режимів роботи двигуна, а це свідчить про те, що перемикання передач у разі роботи двигуна на режимі  $R_{(k-1)k}^-$  стає цілком можливим. Перемикання залишається можливим і для кожного з режимів, відображуваних точками лінії  $N_{k-1}$  праворуч від точки  $R_{(k-1)k}^-$ . Верхній індекс „-” у позначеннях точок-режимів власне і має вирізнити режим саме з тією найменшою частотою обертання вала двигуна, після якої стає можливим перемикання з  $(k-1)$ -ої на  $k$ -ту передачу.

Режим  $R_{(k-1)k}^+$  належить множині  $\omega_e = \omega_e^+$  зовнішніх. Він унаслідок перемикання трансмісії на вищий ступінь зміниться на режим  $R_{k(k-1)}^+$ . Верхній індекс „+” вказує власне на те, що цей режим є граничним за максимальної частоти обертання вала двигуна.

Так само відрізок кривої  $N_{k-1}$ , обмежений точками  $R_{(k-1)k}^-$  і  $R_{k(k-1)}^+$ , відображає саме ту множину режимів роботи двигуна, за реалізації яких можна було б здійснити перемикання трансмісії на вищу  $k$ -у передачу.

Подібно можна вирізнити режими роботи двигуна, за яких можливі зворотні перемикання ступенів (з  $k$ -го на  $(k-1)$ -ий).

**Алгоритм визначення оптимальних моментів перемикання передач.** Отож, режимам роботи двигуна на  $(k-1)$ -ій передачі трансмісії, відображуваним точками відрізка  $R_{(k-1)k}^- R_{k(k-1)}^+$  кривої  $N_{k-1}$  на підставі співвідношень (1), (2) можна однозначно поставити у відповідність попарно множину еквівалентних режимів його роботи на  $k$ -ій передачі, відображуваних точками відрізка  $R_{k(k-1)}^- R_{k(k-1)}^+$  кривої  $N_k$ . Подібна відповідність існує між точками відрізків  $R_{k(k+1)}^- R_{k(k+1)}^+$  та  $R_{(k+1)k}^- R_{(k+1)k}^+$  кривих  $N_k$  та  $N_{k+1}$ , коли йдеться про режими роботи двигуна на  $k$ -ій та  $(k+1)$ -ій передачах.

Оцінімо пріоритети виокремлених з множин  $N_{k+1}$ ,  $N_k$  та  $N_{k+1}$  режимів сумісної роботи двигуна й трансмісії, керуючись тепер уже швидкістю витрати палива  $Q_t$ . Для цього насамперед вирізнимо ізолінії  $Q_t(N_e, \omega_e) = \text{const}$  такі, що проходять через точки  $R_{(k-1)k}^-$ ,  $R_{k(k+1)}^-$ ,  $R_{k(k-1)}^+$ ,  $R_{k(k+1)}^+$  (див. рис. 1).

З цього рисунка тепер стає очевидним, що швидкості витрати палива, відповідні режимам роботи двигуна перед і після перемикань передач з  $(k-1)$ -ої на  $k$ -у, співвідносяться так:

$$Q_t(R_{(k-1)k}^-) > Q_t(R_{k(k-1)}^-), Q_t(R_{k(k-1)}^+) > Q_t(R_{k(k-1)}^+).$$

Це з огляду на можливість заощадження пального засвідчує доцільність перемикавання передач з  $(k-1)$ -ої на  $k$ -у. Ця доцільність справджується для кожного режиму з множини  $R_{(k-1)k}^- R_{(k-1)k}^+$ . А отже, під час реалізації заданої програми руху автомобіля  $k$ -а передача має беззастережний пріоритет перед  $(k-1)$ -ю, і як тільки стає можливим перемкнути передачі з  $(k-1)$ -ої на  $k$ -у, цією можливістю потрібно обов'язково скористатися.

Дещо інакше складається ситуація, коли йдеться про перемикавання передач з  $k$ -ої на  $(k+1)$ -у. Тут чинними є такі співвідношення:

$$Q_t(R_{k(k+1)}^-) < Q_t(R_{(k+1)k}^-), Q_t(R_{k(k+1)}^+) > Q_t(R_{(k+1)k}^+).$$

Отже, впливає, що серед режимів роботи двигуна на  $k$ -ій передачі, належних множині  $R_{k(k+1)}^- R_{k(k+1)}^+$ , існує такий, для якого перемикавання на вищу передачу не призведе до зміни швидкості витрати палива. Відповідну різним передачам пару еквівалентних режимів, які належать одній і тій самій ізоляції  $Q_t$ , відображають точки  $R_{k(k+1)}^q$  і  $R_{(k+1)k}^q$ . Власне для цих режимів справджується рівність  $Q_t(R_{k(k+1)}^q) = Q_t(R_{(k+1)k}^q)$ .

Аналогічні пари точок-режимів можна віднайти і для решти ізоляцій  $Q_t(N_e, \omega_e) = \text{const}$  і побудувати лінії перемикань  $N_{k(k+1)}^q$  та  $N_{(k+1)k}^q$ . Ці лінії стосуються вже усіх можливих програм руху автомобіля, а не тільки заданої конкретної.

На розташуванні ліній перемикань  $N_{k(k+1)}^q$  та  $N_{(k+1)k}^q$  позначається передусім те, що ізоляції  $Q_t(N_e, \omega_e) = \text{const}$  мають точки локального екстремуму. Цим точкам, як відомо, відповідають мінімальні значення питомої витрати пального  $g_e = Q_t/N_e$  на множині різних значень  $Q_t$ . Обидві лінії перемикань ( $N_{k(k+1)}^q$  та  $N_{(k+1)k}^q$ ) значною мірою відбивають в собі шуканий закон перемикавання коробки передач; перемикавання передач з  $k$ -ої на  $(k+1)$ -у (і навпаки) на режимах роботи двигуна, відповідних цим лініям, не змінюють значень параметрів  $P_T$ ,  $v$  та  $Q_t$ .

З рис. 1 зрозуміло також, що лінії заданої монотонної програми руху автомобіля з лініями перемикань трансмісії мають тільки по одній точці перетину, а отже, перемикавання передач з  $k$ -ої на  $(k+1)$ -у можливе у цьому разі тільки один раз (відповідно немає зворотних перемикань).

Задача синтезу оптимальних законів перемикавання передач за швидкістю витрати палива значно спрощується у разі застосування механічної трансмісії з геометричним рядом передатних відношень: одні і ті самі криві перемикань  $N_{k(k+1)}^q$ ,  $N_{(k+1)k}^q$  будуть чинними для усіх пар суміжних передач.

**Ранні й пізні перемикавання передач.** Дотримання заданої програми руху автомобілем, звісно, накладає обмеження на свободу вибору режимів роботи двигуна. Але з викладеного впливає, що такі обмеження не усувають свободи добору моментів перемикань в трансмісії автомобіля за реалізації кожної (будь-якої) програми. До того ж потенціал заощадження пального за рахунок оптимізації моментів перемикавання ступенів трансмісії автомобіля практично завжди є доволі вагомим.

Зосередьмося тепер на таких перемиканнях трансмісії, коли унаслідок зміни передач режим роботи двигуна або потрапляє на множину зовнішніх, або полишає її. В першому випадку еквівалентні режими роботи двигуна на суміжних передачах помітимо знаком „-” (ранні перемикавання), а в другому — знаком „+” (пізні перемикавання).

Оцінюватимемо зазначені варіанти перемикань передач при відтворенні двох програм розгону автомобіля  $v = v(t)$ ,  $j = dv(t)/dt > 0$  (рис. 2). Особливістю програм 1 (лінійної) і 2 („опуклої“) є те, що за часовим критерієм  $T_v = T_B - T_A$  вони однаково динамічні в інтервалі швидкостей  $(V_A, V_B)$ . Проте шлях  $S_v$  розгону автомобіля різний:  $S_{v1} < S_{v2}$ .

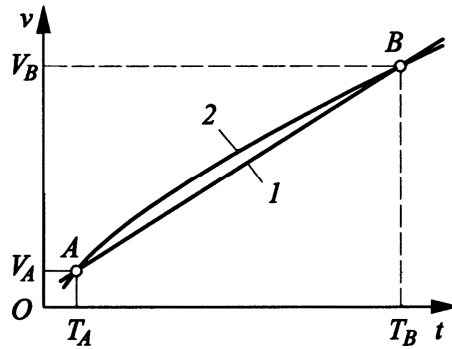


Рис. 2. Програми розгону автомобіля

Енергоощадність різних варіантів відтворення зображених якісно на рис. 2 програм розгону автомобіля з п'ятиступеневою трансмісією легко можна простежити в системі координат  $\omega_e O Q_t$  за допомогою суміщених характеристик двигуна й трансмісії штибу, показаних на рис. 3 (програма 1) і 4 (програма 2);  $Q_t = Q_t^- \equiv 0$  та  $Q_t = Q_t^+(\omega_e)$  — зовнішні характеристики двигуна. У цьому разі йдеться про п'ятиступеневий трансформатор з таким рядом передатних відношень:

$$u_2/u_1 = 1,940, u_3/u_2 = 1,612, u_4/u_3 = 1,634, u_5/u_4 = 1,530.$$

При цьому на рис. 3, а і 4, а відтворено програми руху з так званими ранніми перемиканнями передач  $R_{12}^- - R_{21}^-$ ,  $R_{23}^- - R_{32}^-$ ,  $R_{34}^- - R_{43}^-$ ,  $R_{45}^- - R_{54}^-$ , а на рис. 3, б і 4, б — з пізніми перемиканнями  $R_{12}^+ - R_{21}^+$ ;  $R_{23}^+ - R_{32}^+$ ;  $R_{34}^+ - R_{43}^+$ ;  $R_{45}^+ - R_{54}^+$ .

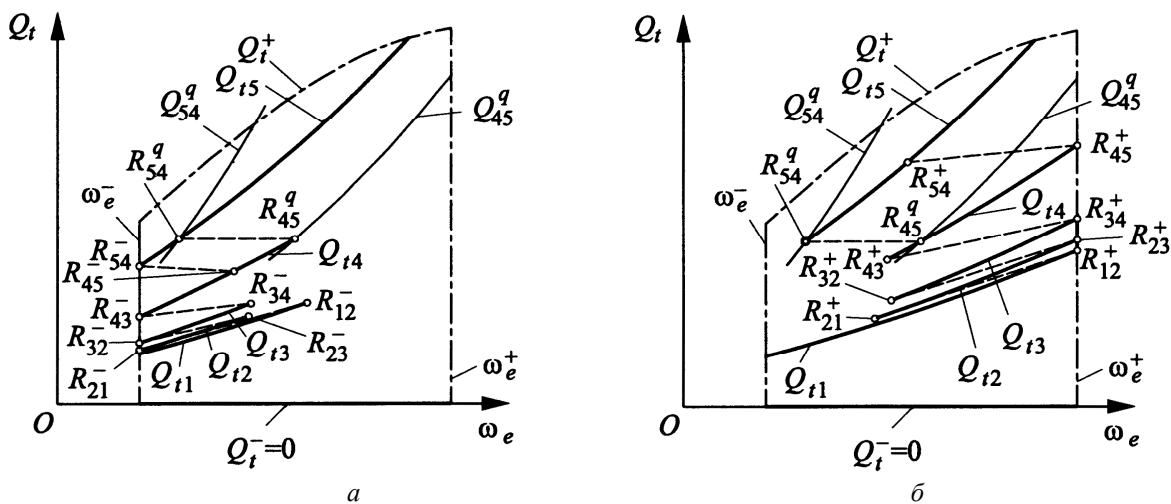


Рис. 3. Діаграми відтворення лінійної програми розгону автомобіля

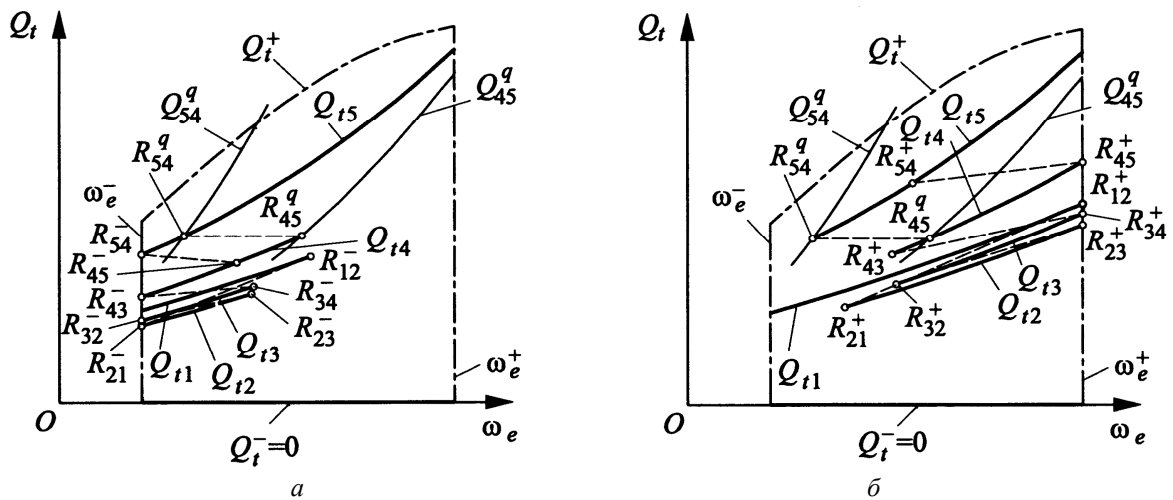


Рис. 4. Діаграми відтворення „опуклої” програми розгону автомобіля

З цих рисунків зрозуміло, зокрема, що усі ранні перемикання супроводжуються зниженням швидкості витрати палива, за винятком перемикання трансформатора з четвертого на п'ятий ступінь. Власне зміна  $R_{45}^- - R_{54}^-$  режиму роботи двигуна виявляється переконливо недоречною за критерієм швидкості витрати палива:  $Q_t(R_{45}^-) < Q_t(R_{54}^-)$ . Отож, очевидною стає перевага пізнішої оптимальної зміни режимів  $R_{45}^q - R_{54}^q$ , для якої справджується умова  $Q_t(R_{45}^q) = Q_t(R_{54}^q)$ , над ранньою зміною режимів  $R_{45}^- - R_{54}^-$ , яку є тверді підстави вважати тут передчасною.

Натомість усі (вже навіть без винятку) пізні перемикання передач супроводжуються зниженням швидкості витрати палива (див. рис. 3, б та 4, б). Складається оманливе уявлення про доцільність пізніх перемикань передач, якщо їх розглядати без озирання на ранні чи на істинно оптимальні. Для прикладу, на перший погляд зміну режимів  $R_{45}^+ - R_{54}^+$  слід сприймати цілком позитивно, бо  $Q_t(R_{45}^+) > Q_t(R_{54}^+)$ . Проте остаточний висновок про доречність обрання пізнього перемикання можна зробити, тільки порівнявши значення абсолютної витрати палива  $Q_T$  на реалізацію програм 1 та 2 розгону автомобіля:

$$Q_T = \int_{T_1}^{t_{12}} Q_{t1}(t)dt + \int_{t_{21}=t_{12}}^{t_{23}} Q_{t2}(t)dt + \int_{t_{32}=t_{23}}^{t_{34}} Q_{t3}(t)dt + \int_{t_{43}=t_{34}}^{t_{45}} Q_{t4}(t)dt + \int_{t_{54}=t_{45}}^{T_2} Q_{t5}(t)dt, \quad (3)$$

де  $T_1, t_{21}, t_{32}, t_{43}, t_{54}$  — моменти початку процесу руху автомобіля послідовно на кожній з п'яти передач;  $t_{12}, t_{23}, t_{34}, t_{45}, T_2$  — моменти завершення процесу руху на цих передачах. В таблиці наведено значення параметра  $Q_T$ , а також пробігу  $S_v$  автомобіля та шляхової витрати палива  $Q_s$  для одного з конкретних випадків (рис. 2, 3 та 4).

З таблиці зрозуміло, що корегувати пізні перемикання доцільно для обидвох програм руху автомобіля. Однак помітно, що ранні перемикання мають перевагу над пізніми, незважаючи на те, що за ранніх перемикань з четвертого ступеня на п'ятий для обох програм руху автомобіля справджується умова  $Q_t(R_{45}^-) < Q_t(R_{54}^-)$ . Загалом простий аналіз наслідків перемикань тільки за зміною величини  $Q_t$ , без оперування загальними ознаками оптимальності, може призводити до цілком хибних уявлень.

**Значення параметрів паливної економності автомобіля  
для двох програм розгону за різних моментів перемикання передач**

Програма руху (див. рис. 2)	Вимірники	Зміна режимів роботи двигуна			
		$R_{12}^- - R_{21}^-$ ; $R_{23}^- - R_{32}^-$ ; $R_{34}^- - R_{43}^-$ ; $R_{45}^- - R_{54}^-$	$R_{12}^- - R_{21}^-$ ; $R_{23}^- - R_{32}^-$ ; $R_{34}^- - R_{43}^-$ ; $R_{45}^q - R_{54}^q$	$R_{12}^+ - R_{21}^+$ ; $R_{23}^+ - R_{32}^+$ ; $R_{34}^+ - R_{43}^+$ ; $R_{45}^+ - R_{54}^+$	$R_{12}^+ - R_{21}^+$ ; $R_{23}^+ - R_{32}^+$ ; $R_{34}^+ - R_{43}^+$ ; $R_{45}^q - R_{54}^q$
1	$Q_T, \Gamma$	147,274	147,114	156,359	155,081
	$S_V, \text{м}$	290,8			
	$Q_S, \text{г/м}$	0,5064	0,5059	0,5377	0,5333
2	$Q_T, \Gamma$	151,547	151,295	159,591	157,911
	$S_V, \text{м}$	322,54			
	$Q_S, \text{г/м}$	0,4699	0,4691	0,4948	0,4896

Подані в таблиці результати обчислень свідчать про те, що загалом динамічніший режим розгону (програма 2) є разом з тим і економнішим за показником шляхової витрати палива  $Q_S$ .

**Висновки.** Окреслені ранні й пізні перемикання привабливі тим, що коли б вони виявилися оптимальними, то система автоматичного керування трансмісією автомобіля мала б „сповідувати” доволі прості змістовно і легко втілювані технічно принципи. У разі оптимальності ранніх перемикань кожна вища передача мала б пріоритет перед кожною нижчою, і отже, як тільки з’явилася б можливість перекинути трансмісію на вищій ступінь, система керування мала б цю можливість одразу втілити. У разі ж оптимальності пізніх перемикань, навпаки, пріоритетними стали б нижчі передачі, і на цих нижчих передачах було б сенс рухатись автомобілю якнайдовше (доти, поки це можливо).

Насправді пріоритетність вищих передач є завжди вагомішою, але, як тут доведено, далеко не абсолютною. Вона взагалі може втратити усіляку вагу у разі використання трансмісії з достатньо великою кількістю ступенів.

Оптимальними є закони перемикання ступенів у механічній трансмісії автомобіля, які забезпечують однаковість перед і після перемикання тягового зусилля на колісному рушії (чи пришвидшення автомобіля) та швидкості споживання двигуном палива. При цьому режим роботи двигуна повинен обов’язково змінюватись так, щоб власне і забезпечити дотримання щойно зазначених умов. Тільки у такому разі керування трансмісією дає дотриматись принципу невтручання автомата у вибір водієм програми руху автомобіля і разом з тим уникнути протиставлення вимог динамічності й енергоощадності.

1. Гауцук П.Н. Энергетическая эффективность автомобиля. – Львов: Світ, 1992. — 208 с.
2. 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.
3. Kücükay F., Brandt H., Seichter R. Berechnungsmethoden zur Optimierung von Automatik-getrieben// Automobiltechnische Zeitschrift 94 (1982) 3. — S. 134–141.
4. Kücükay F., Renoth F. Intelligente Steuerung von Automatikgetrieben durch den Einsatz der Elektronik// Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994) 4. — S. 228–235.
5. Schmitt L. Qualitätsmethoden in der Automatikgetriebeentwicklung// Automo-bil-Industrie 36 (1991): Teil 1, No 4/5 — S. 337–345; Teil 2, No 6 — S. 487–491.
6. Postek B. Wyznaczenie przełożeń w mechanicznej skrzyni przekładniowej// AUTO-Technika Motoryzacyjna, 11, 1991 S. 11–14.