

*Л. П. Гащук, П. М. Гащук, д-р техн. наук, професор
Львівський державний університет безпеки життєдіяльності*

РАЦІОНАЛЬНІ СТРАТЕГІЇ КЕРУВАННЯ ПРИСТРОЯМИ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ В СХОДИНЧАСТІЙ АВТОМОБІЛЬНІЙ ТРАНСМІСІЇ

Розглядаються загальні принципи й стратегії керування роботою пристроїв перемикання передач в сходи-нчастій трансмісії автомобіля. Передбачається, що синхронізація обертання елементів трансмісії під час зміни передач здійснюється за активної участі двигуна, без переривання потоку енергії до колісних рушіїв та з точним відтворенням довільно заданої програми руху автомобіля. Дослідження алгоритмів керування системою «двигун — трансмісія» задля наочності здійснюється на основі аналізу ефективності можливих режимів роботи фрикціо-нів. Але насправді ідеться про цілком абстрактний процес, який нема сенсу пов'язувати з конкретним технічним втіленням. За вимірник ефективності процесу править витрата енергії. Береться до уваги те, що: 1) перебіг про-цесу перемикання передач визначає режими роботи двигуна, який бере активну участь у здійсненні перемикання, а це позначається на витраті пального; 2) перемикання передач і супутня синхронізація обертових рухів завжди пов'язана з розвіюванням енергії у формі теплоти.

З'ясовано, що об'єктивно оцінити ефективність керування процесами перемикання передач можна буде, якщо розглядати їх через призму оптимального керування загалом системою «двигун — трансмісія». Та легко збагнути, що концепція Zeroshift — це за всіма ознаками є втіленням своєрідного «технічного» компромісу на противагу різним формальним компромісам. В цьому випадку процес власне перемикання передач зводиться майже до миттєвого акту зміни передач, що дуже істотно позначиться на принципах загальної теорії оптималь-ного керування системою «двигун — трансмісія»: синтез законів керування зведеться до побудови мап переми-канья, але при цьому загостриться проблема так званої зацикленості перемикачів.

Ключові слова: сходиінчаста автомобільна трансмісія, перемикання передач, керування перемиканням, си-нхронізатор, фрикціон, Zero Shift

L. P. Hashchuk, P. M. Hashchuk

RATIONAL STRATEGIES FOR CONTROLLING SWITCHING DEVICES IN GEARBOX TRANSMISSION

The general principles and strategies to control the work of switching devices in a step transmission of the car are considered. It is assumed that the synchronization of the rotation of the transmission elements during the change of gears is carried out with the active participation of the engine, without interrupting the flow of energy to the wheel engines and with accurate reproduction of an arbitrary program of car movement. For clarity, the study of control algorithms of the "engine - transmission" system is based on the analysis of the effectiveness of possible modes of clutches operation. However, in reality, it is a completely abstract process and it does not make sense to associate it with a specific technical embodiment. The measure of process efficiency is governed by energy consumption. It is taken into account that: 1) the process of shifting determines the modes of engine operation which is actively involved in the implementation of the shift, and this affects fuel consumption; 2) gear shifting and concomitant synchronization of rotational movements are always associated with the dissipation of energy in the form of heat.

It was found that it is possible to objectively assess the effectiveness of the control of gear shifting processes if we consider them through the prism of optimal control of the overall system "engine - transmission". But it is easy to understand that the Zeroshift concept is by all indications the embodiment of a kind of "technical" compromise as opposed to various formal compromises. In this case, the process of actual gear change is reduced to almost an instantaneous act of gear change, which will significantly affect the principles of the general theory of "engine - transmission" system optimal control: the synthesis of control laws will be reduced to the construction of shift maps, but this will exacerbate the problem of so-called looping.

Keywords: step car transmission, gear shift, shift control, synchronizer, clutch, Zero Shift.

Вступ. Автоматизація сходячої трансмісії автомобіля чи мобільної машини іншого призначення завжди вважалась важливим напрямом удосконалення самохідної техніки такого штибу [1—4]. Значне місце в загальній теорії автоматичного керування автомобілем посідає теорія синтезу оптимальних стратегій (законів) керування системою «двигун — трансмісія». Її розробляють, керуючись різними критеріями оптимальності та застосовуючи різні підходи. Для мобільних машин особливо важать динамічність, енергоощадність, екологічність, стійкість [5—9]. До оптимізації залучають часом аналітично точний апарат динамічного програмування, а часом цілком іншого сенсу апарат нечіткої логіки [10, 11]. Оптимальні стратегії керування трансмісією глумачать часто як однозначно запрограмовані, а часом як самоналаштувальні (адаптивні) [12, 13]. Проте майже ніколи в рамках зазначеної оптимізаційної задачі не розглядається безпосередньо сам алгоритм зміни передач. Зазвичай оптимізація алгоритму зміни передач — це окрема цілком самостійна задача.

Перемикавання передач потребує синхронізації оберткових частин трансмісії, до якої доцільно залучати тяговий двигун автомобіля (це так звана активна синхронізація). Власне в тій чи іншій мірі таку ж операцію вимушений здійснювати також і водій-оператор, що керує скринькою передач вручну. Можливим є застосування для цієї мети додаткових (сторонніх) сервомоторів. Та це істотно ускладнило б систему керування трансмісією, але помітного зиску не дало б. Виконавчими елементами системи перемикавання передач зазвичай є синхронізатори й фрикціони [14, 15]. Звичайні синхронізатори — пристрої, покликані здійснювати перемикавання здебільшого без навантаження трансмісії, тобто короткочасно перериваючи потік енергії від двигуна через трансмісію до рушіїв. Натомість фрикціони здатні перемикати передачі під навантаженням. Тож саме фрикціони виявилися більш придатними для автоматизації трансмісії. Вони, по суті, виконують функції сервопристроїв, здатних здійснити пасивну синхронізацію [16]. Та насправді синхронізація потребує ефективного керування і пристроями перемикавання передач, і двигуном машини [17—19]. Увагу привертають також і кулачкові механізми (муфти) перемикавання передач [20].

Мета дослідження. Відтак поряд із дуже важливою задачею синтезу законів керування трансмісією як такою [21, 22] виникає ще й задача формування раціональних чи й оптимальних законів, стратегій, алгоритмів керування безпосередньо пристроями перемикавання передач. На перший погляд, задача не дуже складна. Але й досі

вона залишається без вичерпного і несуперечливого розв'язання як в сенсі розуміння досконалості процесу перемикавання, так і в сенсі суто технічному. Цікаво було б з'ясувати, якою має бути раціональна стратегія активного керування перемикаванням передач безвідносно від будови самих пристроїв перемикавання. Власне в цьому полягає мета дослідження.

Модель трансмісії. Хай ідеться про перемикавання передач з деякої k -ї на суміжну вищу ($k+1$)-у в трансмісії, схема якої зображена на рис. 1. Реалізацію процесу перемикавання покладімо на фрикціони Φ_k і Φ_{k+1} , що створюють тертьові моменти M_k^Φ і M_{k+1}^Φ . Тож відповідно до схем, наведених на рис. 2,

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

(повідна частина трансмісії, рис. 2а) та

$$\frac{M_k^\Phi}{u_k} + \frac{M_{k+1}^\Phi}{u_{k+1}} = M_a = M_r + I_a \frac{d\omega_a}{dt}, \quad (2)$$

$$u_k = \frac{\omega'_k}{\omega_k} = \frac{\omega_a}{\omega_k}, \quad u_{k+1} = \frac{\omega'_{k+1}}{\omega_{k+1}} = \frac{\omega_a}{\omega_{k+1}}. \quad (3)$$

(ведена частина трансмісії, рис. 2б). Тут: M_e — обертковий момент двигуна; M_a — момент навантаження на вихідному валу скриньки передач; ω_e і ω_a — швидкості обертання вала двигуна і вихідного вала скриньки передач (ω_a — аналог швидкості v пересування машини); I_e і I_a — моменти інерції повідної (тягової) і веденої (тяжкої) частин мобільної машини; u_k і u_{k+1} — передатні відношення k -ї і $(k+1)$ -ї передач ($u_k < u_{k+1}$); M_r — момент опору на вихідному валу скриньки передач; ω_k , ω'_k , ω_{k+1} , ω'_{k+1} — швидкості обертання відповідно шестерень (k) , $(k)'$, $(k+1)$, $(k+1)'$; t — поточний час. Втрати енергії всередині скриньки передач (зокрема, в зубчастих зачепленнях) до уваги не беруться. Є сенс вважати, що $M_{k+1}^\Phi(t) \equiv 0$ і $\omega_e(t) \equiv \omega_k(t)$ у разі ввімкненої k -ї передачі та $M_k^\Phi(t) \equiv 0$ і $\omega_e(t) \equiv \omega_{k+1}(t)$ у разі ввімкненої $(k+1)$ -ї передачі. Замість фрикціона Φ_k можна було б використати й муфту вільного ходу (One-Way Clutch) [23].

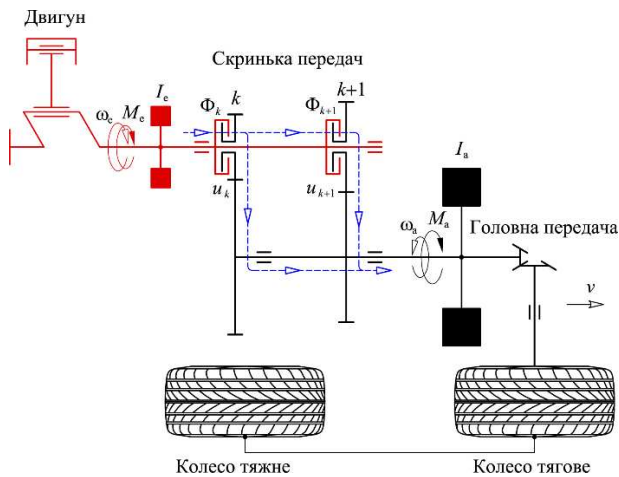


Рисунок 1 — Схема трансмісії мобільної машини з виділеними двома сходами

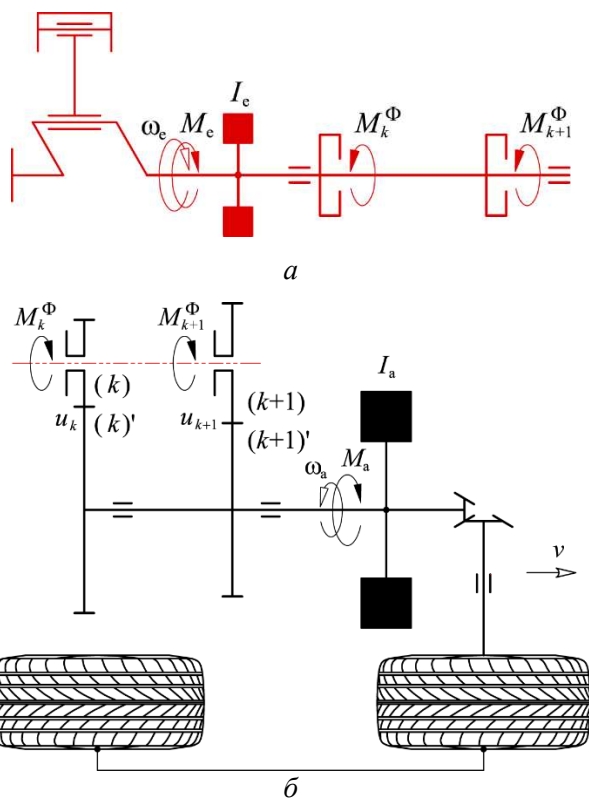


Рисунок 2 — Схеми навантаження тягової (а) і тягової (б) частин трансмісії мобільної машини у процесі перемикання передач

Основна задача. Бажано відтворити деяку програму ($\omega_a = \omega_a(t)$, $M_a = M_a(t)$) руху машини. Тож у мить $t = t_0$ початку процесу перемикання мають справджуватися цілком певні початкові співвідношення (див. (1)–(3))

$$\omega_e(t_0) = \omega_k(t_0) = \frac{\omega_a(t_0)}{u_k},$$

$$\omega_{k+1}(t_0) = \omega_k(t_0) \frac{u_k}{u_{k+1}} = \omega_e(t_0) \frac{u_k}{u_{k+1}} = \frac{\omega_a(t_0)}{u_{k+1}} < \omega_e(t_0)$$

$$M_e(t_0) = I_e \frac{d\omega_e(t_0)}{dt} + u_k M_a(t_0) = \frac{I_e}{u_k} \frac{d\omega_a(t_0)}{dt} + u_k M_a(t_0)$$

а в мить $t = t_1$ завершення цього процесу — певні кінцеві співвідношення

$$\omega_e(t_1) = \omega_{k+1}(t_1) = \frac{\omega_a(t_1)}{u_{k+1}},$$

$$\omega_k(t_1) = \omega_{k+1}(t_1) \frac{u_{k+1}}{u_k} = \omega_e(t_1) \frac{u_{k+1}}{u_k} = \frac{\omega_a(t_1)}{u_k} > \omega_e(t_1)$$

$$M_e(t_1) = I_e \frac{d\omega_e(t_1)}{dt} + u_{k+1} M_a(t_1).$$

При цьому загалом процес перемикання має бути підпорядкованим умові (див. (2))

$$\frac{M_k^\Phi}{u_k} + \frac{M_{k+1}^\Phi}{u_{k+1}} \equiv M_a(t) \quad (4)$$

та співвідношенням

$$P_k^\Phi = M_k^\Phi (\omega_e - \omega_k) = M_k^\Phi \left(\omega_e - \frac{\omega_a}{u_k} \right) \geq 0,$$

$$P_{k+1}^\Phi = M_{k+1}^\Phi (\omega_e - \omega_{k+1}) = M_{k+1}^\Phi \left(\omega_e - \frac{\omega_a}{u_{k+1}} \right) \geq 0, \quad (5)$$

що формально запобігають можливості надходження енергії ззовні (фрикціони здатні тільки розвіювати енергію, P_k^Φ , P_{k+1}^Φ — потужності розвіювання).

Раціональні алгоритми керування. Вважатимемо, що автомобіль на k -й передачі відтворює саме такий режим руху $\omega_a = \omega_a(t)$ і $M_a = M_a(t)$, який у всіх відношеннях відповідає бажанням водія та умовам/обставинам руху автомобіля (рис. 3; ω і M — загальні позначення кутових швидкостей і обертальних моментів). Тож необхідно, аби процес перемикання передач ніяк не позначився на цих програмах (залишився в цьому сенсі непомітними для автомобіля).

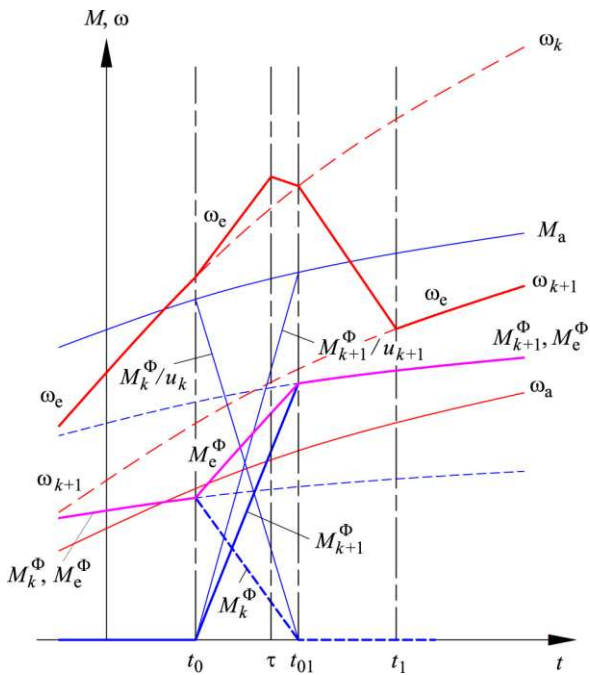


Рисунок 3 — Перебіг процесу перемикання передач на вищу (більшість процесів тут лише виглядають лінійними)

Отже якщо $\omega_a = \omega_a(t)$ — задана програма, то заданими є й програми $\omega_k = \omega_k(t)$, $\omega_{k+1} = \omega_{k+1}(t)$. Якщо задати ще й програму $M_k = M_k(t)$ вимикання фрикціону Φ_k , то потрібну програму $M_{k+1} = M_{k+1}(t)$ вмикання фрикціону Φ_{k+1} однозначно визначатиме співвідношення (4). Уникаючи циркуляції енергії, відповідно до (5) необхідно дотримуватись умови $\omega_e \geq \omega_k = \frac{\omega_a}{u_k}$ аж до миті $t = t_{01}$ завершення про-

цесу буксування фрикціону Φ_k . При цьому двигун має втілювати програму зміни активного обертального моменту $M_e^\Phi = M_e^\Phi(t)$, однозначно визначувану співвідношенням (1), рис. 4. Разом з величиною $M_e^\Phi = M_e^\Phi(t)$ швидкість $\omega_e = \omega_e(t)$ обертання вала двигуна однозначно визначатиме й навантаження $M_e = M_e(t) = M_e^\Phi(t) + I_e \frac{d\omega_e(t)}{dt}$, що його повинен сприймати двигун. Отже завжди існує стратегія перемикання фрикціонів, яка не спотворює задану програму ($\omega_a = \omega_a(t)$, $M_a = M_a(t)$) пересування автомобіля.

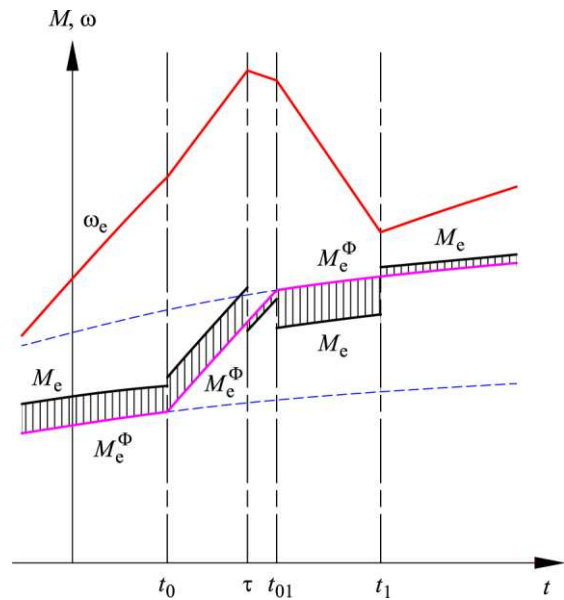


Рисунок 4 — Алгоритм керування двигуном

Робота фрикціонів, звісно, супроводжується розвіюванням енергії у формі тепла, рис. 5 (P — загальне позначення потужності; W_k^Φ і W_{k+1}^Φ — значення енергії, розвіяної фрикціонами Φ_k і Φ_{k+1}). Робота W_k^Φ фрикціону Φ_k в цьому випадку помітно менша за роботу W_{k+1}^Φ фрикціону Φ_{k+1} (ліворуч відповідний їй графік $P_k^\Phi = P_k^\Phi(t)$ зміни потужності тертя подано у збільшеному за ординатою масштабі). Але її взагалі можна усунути, якщо в період $[t_0, t_{01}]$ заставити двигун працювати, так би мовити, в ковзному режимі, тобто дотримуючись умови $\omega_e = \omega_k(t) + 0$, рис. 6. При цьому на певну величину ΔW зменшиться й робота W_{k+1}^Φ фрикціону Φ_{k+1} .

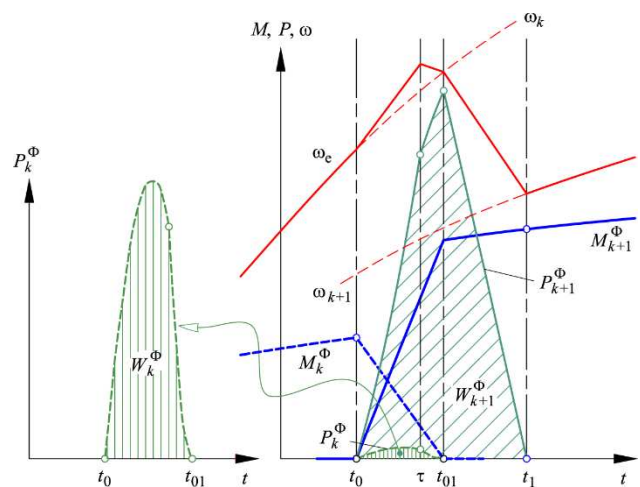


Рисунок 5 — Втрати енергії у фрикціонах

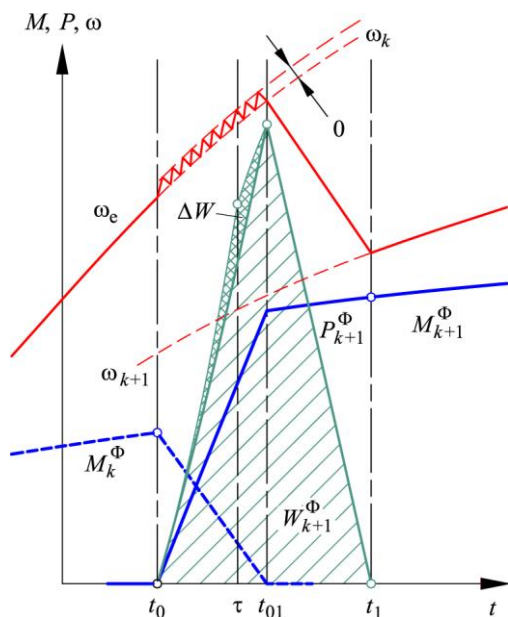


Рисунок 6 — Керування швидкістю обертання вала двигуна у ковзному режимі

В теорії керування процесами зазвичай розрізняють так звані фазові координати та керувальні чинники (параметри). За фазові координати беруть неперервні змінні, а от керування можуть змінюватись навіть скінченними стрибками. Фазовими координатами тут доречно вважати кінематичні змінні величини ω_e , ω_k , ω_{k+1} , стрибкоподібна зміна значень яких означає неприйнятний прояв ударної взаємодії. Тож фазова змінна може втрачати гладкість але тільки не неперервність. Наприклад процес $\omega_e = \omega_e(t)$ втрачає (див. рис. 3, 4) гладкість у миті $t = t_0, \tau, t_{01}, t_1$ з проявом «м'яких» ударних ефектів. Натомість роль керувань можуть відігравати величини $M_k = M_k(t)$ і $M_{k+1} = M_{k+1}(t)$ подібно до величини $M_e = M_e(t)$ (див. рис. 4).

Відтак програму керування $M_k = M_k(t)$ можна реалізувати, скажімо, як розривний процес $1-2-3-4$, рис. 7. В такому разі програма керування $M_{k+1} = M_{k+1}(t)$ також відобразиться однозначно як розривний процес $1'-2'-3'-4'$. При цьому робота буксування W_{k+1}^{Φ} фрикціона Φ_{k+1} помітно зменшується. При цьому ковзний режим $\omega_e = \omega_k + 0$ втрачає свій сенс — фрикціон Φ_k перебуває в цілковито замкненому стані аж до миті t_{01} .

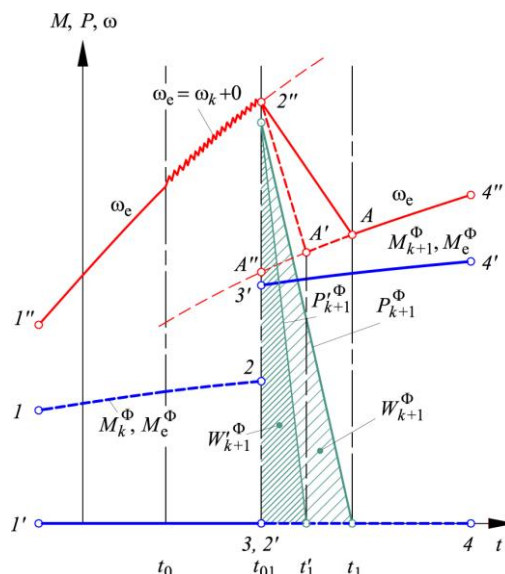


Рисунок 7 — Стрибкоподібне керування фрикціонами

Процесові $1'' - 2'' - A - 4''$, виявляється, можна протиставити дещо динамічніший та й дещо енергоощадніший процес $1'' - 2'' - A' - 4''$, якому відповідають менші значення t_1' і W_{k+1}^{Φ} величин t_1 і W_{k+1}^{Φ} . У міру того як точка A наближається до точки A'' (рис. 8), значення обертального моменту M_e двигуна стають все меншими й меншими доти, поки не вичерпаються гальмівні спроможності двигуна, відображувані характеристикою гальмівного моменту $M_{eg} = M_{eg}(\omega_e)$. В такому разі процесові синхронізації $4'' - A$ буде протиставлений деякий значно динамічніший процес синхронізації $4'' - C - A$. Звісно, процес зміни передач можна ще дещо пришвидшити, реалізуючи лише граничні гальмівні можливості двигуна, але з деяким відхиленням від заданої програми (2).

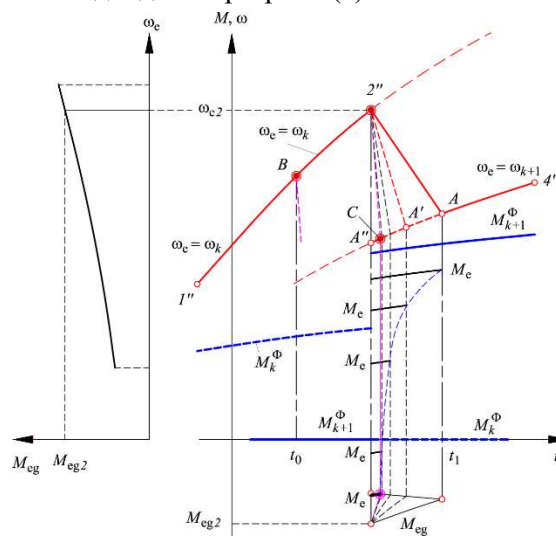


Рисунок 8 — Спосіб інтенсифікації процесу перемикавання передач

Цей процес стає майже ударним за посередництва тертя. У разі формального припущення $t_1 \rightarrow t_{01}$ робота буксування зникає ($W_{k+1}^{\Phi} \rightarrow 0$), а програма $\omega_c = \omega_c(t)$ прямує до процесу $1'' - 2'' - A'' - 4''$ (рис. 7, 8). А це означає, що замість втрат енергії унаслідок буксування фрикціона виникають ударні втрати енергії внаслідок стрибка $2'' - A''$ швидкості обертання вала двигуна. Енергію удару має поглинути і розвіяти трансмісія. Тож у першому наближенні можна в цьому випадку умовно вважати такий удар абсолютно непружним.

Концепція Zero Shift. Насправді ж на заваді абсолютно стрибкоподібній зміні швидкісного режиму роботи двигуна стають обмежені його гальмівні властивості (йдеться тільки про перемикання передач на вищу). Та доречно звернути увагу на так звану концепцію Zero Shift ніби миттєвого перемикання передач, в рамках якої передбачено замінити звичні синхронізatori (synchromesh) чи фрикціони на кулачкові муфти, рис. 9 [20]. Перемикання передач в цьому випадку здійснюється за участю двигуна двома пересувними кільцями 1 і 2, що своїми кулачками взаємодіють із змонтованою на шліцях вала маточиною 3 та кулачками шестерень 4 і 5 суміжних передач.

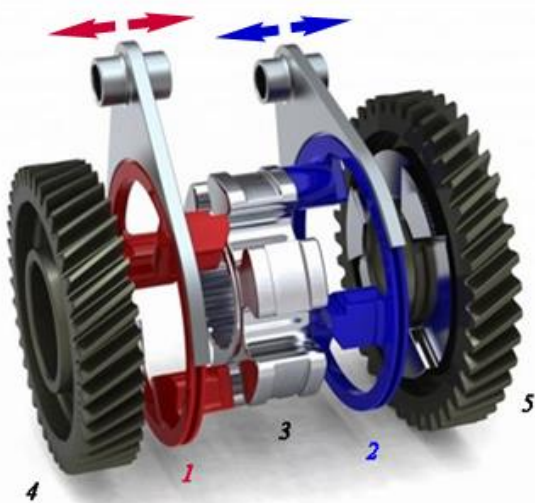


Рисунок 9 — Кулачковий механізм Zeroshift, що забезпечує перемикання передач без переривання потоку енергії

Звісно, дослідження алгоритмів керування процесом змінювання передач на основі аналізу можливих режимів роботи саме фрикціонів — це лише наочний модельний засіб пізнання. Насправді ж ідеться про доволі абстрактний процес, який нема жодного сенсу пов'язувати з конкретним технічним втіленням. Його можна здійснювати, скажімо, й електромагнітними пристроями. Особливостями цього процесу є, по-перше, активна уч-

асть в ньому двигуна автомобіля, а по-друге, залучення до його реалізації пасивних пристроїв перемикання. І все це — з витратами енергії, що власне і є предметом дослідження.

Розглянута задача може мати варіації. Скажімо, до перемикання будь-яких двох передач можна залучити пристрій вмикання будь-якої третьої передачі. Аби не втрачати енергії, можна вдасться до послуг акумуляторів (скажімо, інерційних механічних), тощо.

Виглядає так, що визначальною характеристикою досконалого процесу перемикання передач є його швидкоплинність. Тож не дивно, що інженерна думка, випередивши наукову (як це здебільшого й буває), винайшла технологію Zeroshift у різних технічних варіаціях [20, 24, 25]. Зрештою, якість перемикання оцінюють також і через так званий джерк (jerk) [26]. Але система Zeroshift, як стверджують, ніби цілком усуває його прояв.

Висновки. Аналізуючи процес перемикання передач, доречно звернути увагу на деякі аспекти, пов'язані з ефективністю використання енергії. По-перше, перебіг процесу перемикання передач визначає режими роботи двигуна, який бере активну участь у здійсненні перемикання, а це певним чином позначається на витраті пального. По-друге, перемикання передач і супутня синхронізація оберткових рухів пов'язана з розвіюванням енергії у формі теплоти. По-третє, для забезпечення серводії в пристроях перемикання передач також потрібна енергія.

Оптимально співвіднести ці три види енерговитрат неможливо, залишаючись суто в рамках аналізу процесу перемикання. Багато що залежить від властивостей двигуна та конкретних обставин руху автомобіля. Приміром, якщо в процесі розгону автомобіля поряд із зростанням швидкості ω_a монотонно зростає й обертальний момент M_a (рис. 8), то процес синхронізації $2'' - C$ доцільно було б змістити так, щоб точка $2''$, яка відображає початок режиму синхронізації, збіглася з точкою B . Відтак взагалі відмовляючись від режиму $B - 2''$ і послуг фрикціона Φ_k нижчої передачі, можна зменшити водночас поточні значення величин ω_c та M_c , а разом з ними й швидкість $Q_c = Q_c(\omega_c, M_c)$ витрати пального двигуном, яка є монотонно зростаючою функцією як ω_c , так і M_c . Але при цьому меншими будуть і гальмівні моменти двигуна. Ситуація змінилася б, якщо б, приміром, процес $M_a = M_a(t)$ став монотонно спадним.

Запровадження ковзних режимів дало змогу усунути розвіювання енергії фрикціоном Φ_k у разі його буксування — позитивний ефект. Але втрати енергії в процесі перемикання передач є, взагалі кажучи, несумірними з можливою енергетичною користю унаслідок тривалішого використання оптимальної передачі після здійснення перемикання. Тож в такому разі доцільніше вимагати не мінімізації перетвореної фрикціоном, скажімо, енергії на тепло, а мінімізації тривалості перемикання.

Отже хоч так, хоч сяк доводиться вибудувати певні компроміси, які можна назвати «формальними». А це об'єктивно можна було б зробити, підпорядковуючи задачу оптимізації власне процесу перемикання передач принципово загальнішій задачі оптимального керування загалом системою «двигун — трансмісія». Та легко збагнути, що концепція Zeroshift — це за всіма ознаками є втіленням своєрідного «технічного» компромісу. В цьому випадку процес власне перемикання передач зводиться майже до миттєвого акту зміни передач, що дуже істотно позначиться на принципах загальної теорії оптимального керування системою «двигун — трансмісія»: синтез законів керування зведеться до побудови мап перемикання, але загостриться проблема так званої зацикленості перемикань.

Список літератури:

1. Parmee K. Gearing up for the Future — A Story of Commercial Vehicle Transmission Development. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 1988. Vol. 202, D2. P. 71—81.
2. Shifting Along nicely. International journal of Applied pneumatics. 1987. Vol. 1, № 87. P. 104—110.
3. Willams F., Nipping D. A mechanical torque converter, and its use as an automobile transmission. Pros. Inst. Mech. Engrs. 1976. Vol. 190, № 32. P. 447—456.
4. Moawad A., Rousseau A. Effect of Transmission Technologies on Fuel Efficiency — Final Report. (Report No. DOT HS 811 667). Argonne, IL: Argonne National Laboratory. 2012, August. 125 p.
5. Sun Z., Hebbale K. Challenges and Opportunities in Automotive Transmission Control. In Proceedings of the American Control Conference, Portland, OR, USA, 8–10 June 2005. P. 3284–3289. [ThC14.2]
6. Oglieve C. J., Mohammadpour M., Rahnejat H. Optimisation of the vehicle transmission and the gear-shifting strategy for the minimum fuel consumption and the minimum nitrogen oxide emissions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering. 2017. Vol. 231 (7). P. 883—899. DOI: 10.1177/0954407017702985
7. Ngo V. D., Navarrete J. C., Hofman T., Steinbuch M., Serrarens A. Optimal gear shift strategies for fuel economy and driveability. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering. 2013. Vol. 227, no. 10. P. 1398–1413. <https://doi.org/10.1177/0954407013491240>
8. Shen W., Yu H., Hu Y., Xi J. Optimization of Shift Schedule for Hybrid Electric Vehicle with Automated Manual Transmission. Energies. 2016. Vol. 9(3), 220. 11 p. <https://doi.org/10.3390/en9030220>
9. Connelly N. Generation and Sensitivity Analysis of Transmission Shift Schedule for Hybrid-Electric Vehicle. Graduate Theses, Dissertations, and Problem Reports. 7169. 2018. 178 p. <https://researchrepository.wvu.edu/etd/7169>
10. Zhao X., Zhang W., Feng Y., Yang Y. Optimizing Gear Shifting Strategy for Off-Road Vehicle with Dynamic Programming. Mathematical Problems in Engineering. 2014. Vol. 2014, Article ID 642949. 9 p. <http://dx.doi.org/10.1155/2014/642949>
11. El-Ashwah M. M., Abbas W., Farid T. M., Atia M. R. A. Modeling and Simulation of Gear-Shift Controller for Automated Manual Gearbox Based on Neuro Fuzzy Control Logic. Middle East Journal of Applied Sciences. 2014. Vol. 4(4). P. 1000—1006.
12. Singh G., Sharma M., Singh A. P. Novel Automated Manual Transmission Gear-Shift Map Modelling Based on Throttle Position. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2018. Vol. 15(1). P. 5053—5073. <https://doi.org/10.15282/ijame.15.1.2018.12.0391>
13. Shi J., Lu T., Li X., Zhang J. Self-adaptive slope gearshift strategy for automatic transmission vehicles. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery. 2011. Vol. 42(4). 7 p.
14. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. Automotive Transmissions Fundamentals, Selection, Design and Application. In Collaboration with Peter Fietkau (Second Edition). Berlin — Heidelberg: Springer-Verlag, 2011. XXIV, 715 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16214-5>.
15. Chen Y. Automotive Transmissions. Design, Theory and Applications. Singapore: Springer Nature Singapore Pte Ltd., 2021. XII, 570 p. <https://doi.org/10.1007/978-981-15-6703-2>.
16. Muller F., Sailer H. New future-oriented tractor transmission ZF. International off-Highway. SAE Techn. Pap. Ser. 1993. 13 p. <https://doi.org/10.4271/932420>.
17. Zhang H., Zhao X., Sun J. Optimal Clutch Pressure Control in Shifting Process of Automatic Transmission for Heavy-Duty Mining Trucks. Mathematical Problems in Engineering. — 2020. — Vol. 2020, Article ID 8618759. — 9 p. <https://doi.org/10.1155/2020/8618759>.

18. Toshimichi M., Hiroshi K., Junichi I., Shigeki M., Takashi S., Naoyuki O. Smooth Gear Shift Control System Using Estimated Torque. *SAE Transactions Vol. 103, Section 6: Journal of Passenger Cars*. 1994. P. 1427—1434. <https://www.jstor.org/stable/44611850>
19. Matijević D., Ivanković I., Popović V. Modern design and control of automatic transmission and the prospects of development. *Journal of Applied Engineering Science*. 2015. Paper number: 13(2015)1, 313. P. 51 – 59. doi:10.5937/jaes13-7727
20. Heath R. P. G., Child A. J. Zeroshift. A seamless Automated Manual Transmission (AMT) with no torque interrupt. *SAE Technical Paper 2007-01-1307*. 2007. 6 p. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1307>.
21. Ngo V. D., Hofman T., Steinbuch M., Serrarens A. Gear shift map design methodology for automotive transmissions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2014. Vol. 228(1). P. 50—72. DOI: 10.1177/0954407013506698
22. Гащук П. М., Пельо Р. А. Засадничі принципи теорії синтезу оптимальних законів перемикання передач в сходячій автомобільній трансмісії. *Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності*. 2018. № 18. С. 23—40. DOI: 10.32447/20784643.18.2018.02
23. Ye J., Zhao K., Liu Y., Huang X., Lin, H. Multi-stage global trajectory optimization for the overlapping shift of a seamless two-speed transmission using Legendre pseudo-spectral method. *Advances in Mechanical Engineering*. 2017. Vol. 9(12). 13 p. <https://doi.org/10.1177/1687814017741737>.
24. Martin W. W. (Assignee: Zeroshift Limited, Milton Keynes (GB)). Coupling device and transmission including the coupling device. United States Patent No.: US 7,886,627 B2. Date of Patent: Feb. 15, 2011. — 20 p.
25. Zainuri F., Sumarsono D. A., Adhitya M., Siregar R. Design of Synchromesh Mechanism to Optimization Manual Transmission's Electric Vehicle. *AIP Conf. Proc.* 1823, 020031-1–020031-8. 2017. 8 p. <https://doi.org/10.1063/1.4978104>.
26. Zhang H., Zhao X., Yang J. Zhang W. Optimizing Automatic Transmission Double-Transition Shift Process Based on Multi-Objective Genetic Algorithm. *Applied Sciences*. 2020. 10(21), 7794. — 14 p. <https://doi.org/10.3390/app10217794>
3. Willams, F., & Nipping, D. (1976). A mechanical torque converter, and its use as an automobile transmission. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 190(32), 447—456.
4. Moawad, A., & Rousseau, A. (2012, August). *Effect of Transmission Technologies on Fuel Efficiency – Final Report*. (Report No. DOT HS 811 667). Argonne, IL: Argonne National Laboratory. 1—125.
5. Sun, Z., & Hebbale, K. (2005). Challenges and Opportunities in Automotive Transmission Control. *Proceedings of the American Control Conference, Portland, OR, USA, 8–10 June 2005*, 5, 3284–3289. [ThC14.2].
6. Oglieve, C. J., Mohammadpour, M., & Rahnejat, H. (2017). Optimisation of the vehicle transmission and the gear-shifting strategy for the minimum fuel consumption and the minimum nitrogen oxide emissions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*, 231(7), 883—899. DOI: 10.1177/0954407017702985
7. Ngo, V. D., Navarrete, J. C., Hofman, T., Steinbuch, M., & Serrarens, A. (2013). Optimal gear shift strategies for fuel economy and driveability. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227(10), 1398—1413. <https://doi.org/10.1177/0954407013491240>.
8. Shen, W., Yu, H., Hu, Y., & Xi, J. (2016). Optimization of Shift Schedule for Hybrid Electric Vehicle with Automated Manual Transmission. *Energies*, 9(3), 220, 1—11. <https://doi.org/10.3390/en9030220>.
9. Connelly, N. (2018). *Generation and Sensitivity Analysis of Transmission Shift Schedule for Hybrid-Electric Vehicle*. Graduate Theses, Dissertations, and Problem Reports. 7169. 1—178. <https://researchrepository.wvu.edu/etd/7169>
10. Zhao, X., Zhang, W., Feng, Y., & Yang, Y. (2014). Optimizing Gear Shifting Strategy for Off-Road Vehicle with Dynamic Programming. *Mathematical Problems in Engineering*, 2014(Article ID 642949), 1—9. <http://dx.doi.org/10.1155/2014/642949>.
11. El-Ashwah, M. M., Abbas, W., Farid, T. M., & Atia, M. R. A. (2014). Modeling and Simulation of Gear-Shift Controller for Automated Manual Gearbox Based on Neuro Fuzzy Control Logic. *Middle East Journal of Applied Sciences*, 4(4), 1000—1006.
12. Singh, G., Sharma, M., & Singh, A. P. (2018). Novel Automated Manual Transmission Gear-Shift Map Modelling Based on Throttle Position. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 15(1), 5053—5073. <https://doi.org/10.15282/ijame.15.1.2018.12.0391>.
13. Shi, J., Lu, T., Li, X., & Zhang, J. (2011). Self-adaptive slope gearshift strategy for automatic

References:

1. Parmee K. (1988). Gearing up for the Future — A Story of Commercial Vehicle Transmission Development. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D2: Journal of Automobile Engineering*, 202(2), 71—81. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1988_202_159_02.
2. Shifting Along nicely (1987). *International Journal of Applied Pneumatics*, 1(87), 104—110.

transmission vehicles. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 42(4), 1—7.

14. Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., & Novak, W. (2011). *Automotive Transmissions Fundamentals, Selection, Design and Application* (In Collaboration with Peter Fietkau, Second Edition). Berlin—Heidelberg: Springer-Verlag, XXIV, 715. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-16214-5>.

15. Chen, Y. (2021). *Automotive Transmissions. Design, Theory and Applications*. Singapore: Springer Nature Singapore Pte Ltd., XII, 570. <https://doi.org/10.1007/978-981-15-6703-2>.

16. Muller, F., & Sailer H. (1993). New future-oriented tractor transmission ZF. International off-Highway. *SAE Techn. Pap. Ser.*, 1—13. <https://doi.org/10.4271/932420>.

17. Zhang, H., Zhao, X., & Sun, J. (2020). Optimal Clutch Pressure Control in Shifting Process of Automatic Transmission for Heavy-Duty Mining Trucks. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020(Article ID 8618759), 1—9. <https://doi.org/10.1155/2020/8618759>.

18. Toshimichi, M., Hiroshi, K., Junichi, I., Shigeaki, M., Takashi, S., & Naoyuki, O. (1994). Smooth Gear Shift Control System Using Estimated Torque. *SAE Transactions*, 103(Section 6: Journal of Passenger Cars), 1427—1434. <https://www.jstor.org/stable/44611850>.

19. Matijević, D., Ivanković, I., & Popović, V. (2015). Modern design and control of automatic transmission and the prospects of development. *Journal of Applied Engineering Science*, Paper number: 13(2015)1, 313, 51—59. doi:10.5937/jaes13-7727

20. Heath, R. P. G., & Child, A. J. (2007) Zeroshift. A seamless Automated Manual Transmission (AMT) with no torque interrupt. *SAE Technical Paper 2007-01-1307*, 2007, 1—6. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1307>.

21. Ngo, V. D., Hofman, T., Steinbuch, M., & Serrarens, A. (2014). Gear shift map design methodology for automotive transmissions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 228(1), 50—72. <https://doi.org/10.1177/0954407013506698>.

22. Hashchuk, P. M., & Peljo, R. A. (2018). Fundamental Principles of Optimal Gear Shift Synthesis Theory in Automobile Stepped Ration Gear Transmission. *Bulletin of the Lviv State University of Life Safety*, 18, 23—40. DOI: 10.32447/20784643.18.2018.02 (in Ukraine).

23. Ye, J., Zhao, K., Liu, Y., Huang, X., & Lin, H. (2017). Multi-stage global trajectory optimization for the overlapping shift of a seamless two-speed transmission using Legendre pseudo-spectral method. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(12), 1—13 <https://doi.org/10.1177/1687814017741737>.

24. Martin, W. W. (Assignee: Zeroshift Limited, Milton Keynes (GB)). Coupling device and transmission including the coupling device. United States Patent No.: US 7,886,627 B2. Date of Patent: Feb. 15, 2011. 1—20.

25. Zainuri, F., Sumarsono, D. A., Adhitya, M., & Siregar, R. (2017). Design of Synchromesh Mechanism to Optimization Manual Transmission's Electric Vehicle. *AIP Conf. Proc.* 1823, 020031-1-020031-8; 1—8. <https://doi.org/10.1063/1.4978104>.

26. Zhang, H., Zhao, X., Yang, J. & Zhang, W. (2020). Optimizing Automatic Transmission Double-Transition Shift Process Based on Multi-Objective Genetic Algorithm. *Applied Sciences*, 10(21), 7794, 1—14. <https://doi.org/10.3390/app10217794>.

* Науково-методична стаття

Стаття надійшла до редакції 25.10.2021.