

УДК:630*377.4

Н.І. БИБЛЮК¹

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У ТРАНСМІСІЇ ЛІСОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

На підставі вивчення наявних підходів до моделювання керувальних дій оператора і формування розрахункової моделі коливань у трансмісії транспортних машин опрацьовано узагальнену математичну модель поступального руху лісотransпортного засобу, призначену для дослідження його експлуатаційних властивостей.

Головною перевагою аналітичного визначення параметрів руху транспортних машин, порівняно з експериментом, є значне зменшення трудомісткості, скорочення строків і пониження грошових витрат, а також можливість порівняння варіантів і вибору оптимального, що у разі застосування сучасної обчислювальної техніки здійснюється автоматично.

Аналітичне дослідження динамічних процесів, що відбуваються під час руху транспортного засобу, ґрунтується на математичному описанні його ідеалізованої схеми, яка з певними допущеннями відтворює особливості конструкції та взаємодію окремих елементів реальної транспортної системи.

Структурна схема математичної моделі ЛТЗ, складеної за блоковим принципом, наведена на рис. 1. Основні блоки системи – це блок коливань у трансмісії та блок керування рухом.

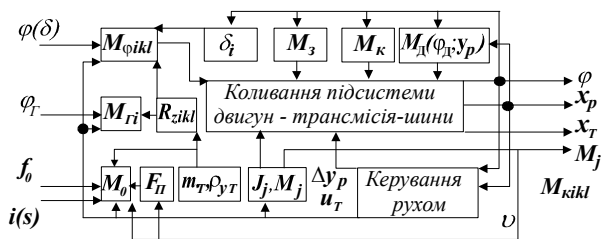


Рис. 1. Структурна схема математичної моделі

В основних блоках розв'язуються диференціальні рівняння руху та визначаються вихідні кінематичні змінні системи – кутові (φ) переміщення у трансмісії і лінійне (x_T) переміщення транспортного засобу вздовж його поздовжньої осі.

До допоміжних блоків відносять блоки функцій внутрішніх зв'язків і зовнішніх збуджень, в яких обчислюються моменти (M) взаємодії елементів системи між собою та з довкіллям, а також блоки, що формують масово-інерційні (m , ρ , J) параметри системи.

На вхід системи надходять геометричні параметри опорної поверхні дороги у функції шляху – ухили поздовжнього профілю $i(s)$, ординати мікропрофілю на обох коліях руху транспортного засобу $q(s)$, а також основні значення коефіцієнта опору коченню f_0 і коефіцієнти зчеплення у поздовжньому напрямку у функції буксування коліс $\varphi(\delta)$ та під час гальмування – φ_T .

Параметри опорної поверхні спільно з параметрами системи формують значення параметрів взаємодії l -го колеса k -ої осі i -го візка з дорогою – коефіцієнтів буксування δ_i і опору коченню f_i , ординат мікропрофілю q_{ikl} , прогинів шин δ_{uikl} , які, у свою чергу, утворюють сили і моменти взаємодії колеса з дорогою – моменти зчеплення $M_{\varphi_{ikl}}$, вертикальні реакції $R_{z_{ikl}}$ і момент опору рухові M_o , до складу якого входить сила опору повітря F_{Π} .

У рівняннях коливань, крім моментів $M_{\varphi_{ikl}}$ та M_o , вводяться значення крутного моменту двигуна M_d , моментів тертя муфти зчеплення M_z й коробки передач M_k , гальмівних моментів на колесах i -х візків M_{T_i} , що обчислюються в окремих блоках, а також положення важеля ладнання регулятора x_p й передатне число трансмісії u_T , які формуються у блоці керування рухом.

Під час складання розрахункової схеми трансмісії деталі з розподіленими параметрами замінюються зосередженими масами, пружними та демпфувальними елементами. Зосереджені маси – це такі, осьовий розмір яких не перевищує двох діаметрів. Коли розподілені маси малі порівняно зі зосередженими, їх відносять до найближчих зосереджених. Якщо ж вони одного порядку зі зосередженими і осьовий розмір перевищує два діаметри, їх розподіляють на декілька зосереджених мас.

Подальше спрощення еквівалентної динамічної системи трансмісії відбувається переважно з викорис-

¹ Нестор Іванович БИБЛЮК – дійсний член ЛАН України, доктор технічних наук, професор Українського державного лісотехнічного університету, Україна, м. Львів. Тел.: (380-322) 39-06-69; 97-17-65. E-mail: klmd@forest.lviv.ua

танням так званого методу парціальних частот [1]. Водночас вихідну систему розділяють на простіші k -і одно- та двомасові системи.

Одномасова система складається з маси з моментом інерції J , розміщеної між двома пружинами (l – лівою й n – правою) з жорсткостями і коефіцієнтами опору відповідно c_l, k_l і c_n, k_n . Двомасова система складається з (l – лівої і n – правої) мас із моментами інерції J_l і J_n , пов'язаних між собою пружиною з жорсткістю c і коефіцієнтом опору k . Для простіших систем обчислюються парціальні частоти за формулами:

$$\omega_k^2 = (c_l + c_n) / J - \text{для одномасової системи};$$

$$\omega_k^2 = (1 / J_l + 1 / J_n) / c - \text{для двомасової системи}.$$

Отримані частоти порівнюються з верхньою межею частотного діапазону ω_{lim}^2 . Системи, для яких $\omega_k^2 \geq \omega_{lim}^2$, перетворюються у заміняльні. Для обчислення параметрів заміняльної системи використовуються вирази:

- для перетворення одномасової системи у двомасову
 $J_l = J c_n / c; J_n = J c_l / c; c = c_l + c_n;$
 $k = k_l (c_l / c)^2 + k_n (c_n / c)^2;$
- для перетворення двомасової системи в одномасову
 $J = J_l + J_n; c_l = c J_n / J; c_n = c J_l / J;$
 $k_l = 0,5 k / (c / c_n)^2; k_n = 0,5 k / (c / c_l)^2.$

Точність виконаного спрощення оцінюють за ступенем збіжності власних частот і форм спрощеної моделі у розглядуваному діапазоні частот з аналогічними параметрами вихідної моделі.

Для спрощення математичного опису елементи еквівалентної механічної коливальної системи зводять до одного валу (до однієї кутової швидкості) або до декількох. Зведення повинно забезпечувати однаковість кінетичних енергій зводжуваної та зведеної мас, потенційних енергій деформації зводжуваної та зведеної пружних ланок системи й розсіювання на зводжуваному і зведеному елементах системи. Зведені значення параметрів системи такі:

$$J = J_0 / u^2; c = c_0 u^2,$$

де: J_0, c_0 – власні значення параметра елемента; u – передатне число від валу зведення до валу зводжуваного елемента.

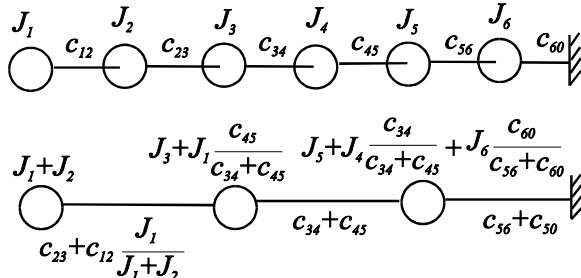


Рис. 2. Спрощення еквівалентної динамічної системи

На рис. 2 показано зведену до колінчастого валу двигуна еквівалентну динамічну систему колісної машини 4x2 (елементи демпфування умовно не показані).

Операція зведення до одного валу не є обов'язковою. У конкретній задачі зручніше звести систему до декількох валів, або для детального дослідження робо-

ти одного з агрегатів його механічну систему розглядати як незведену.

На рис. 3 наведено формалізовану розрахункову схему підсистеми двигун-трансмісія-шини. Вона складається зі зосереджених мас маховика та ведених (тяжких) деталей зчеплення з моментом інерції J_d , ведених деталей муфти зчеплення J_z , деталей трансмісії, взятих між муфтою зчеплення і роздавальною коробкою J_j ; головної передачі з диференціалом J_{oik} ; колісних вузлів J_{kikl} й зведеної до махової поступально переміщуваної маси ЛТЗ. Зосереджені маси пов'язані між собою безінерційними пружними елементами, що імітують крутильну жорсткість c валів трансмісії та тангенційну жорсткість шин $c_{ш\phi}$. Для випадку ресорної підвіски жорсткість $c_{ш\phi}$ відповідає зведеній жорсткості двох послідовно з'єднаних пружних елементів – шини, з тангенційною жорсткістю, і ресори, з жорсткістю на скручування у поздовжній площині (реактивною жорсткістю). Розсіювання енергії у системі, пов'язане з відносним переміщенням мас, відтворюється введенням паралельно з пружними елементами демпферів з коефіцієнтами опору k . Жорсткість і коефіцієнти опору у трансмісії разом з відносними кутовими зміщеннями мас створюють моменти реакцій зв'язків M_j .

Основними незалежними координатами підсистеми двигун – трансмісія – шини є кутові переміщення вала двигуна ϕ_d , веденого диска муфти зчеплення ϕ_z , j -х мас деталей трансмісії ϕ_j , взятих між муфтою зчеплення і роздавальною коробкою, n -х мас трансмісії ϕ_{nik} , розміщених між роздавальною коробкою та колесами, мас l -х коліс k -х осей i -х візків ϕ_{kikl} й переміщення зведеної маси транспортного засобу вздовж його поздовжньої осі x_T .

Складаючи рівняння руху підсистеми двигун – трансмісія – шини, звичайно роблять такі допущення:

- моменти інерції зосереджених мас, жорсткості та коефіцієнти опору валів трансмісії і шин зводяться до вала муфти зчеплення;
- колеса котяться без відриву від опорної поверхні;
- характеристики пружності валів трансмісії і шин лінійні;
- сили непружного опору пропорційні швидкостям відносних переміщень мас.

Скориставшись принципом Даламбера, отримаємо такі залежності, що описують коливання системи двигун – трансмісія – шини (рис. 3):

а) рівняння деформацій зв'язків
 $\delta_j = \phi_j - \phi_{j+1}; j = 1, 2, \dots, n;$

$$\delta_{ni} = \delta_n^p / u_\delta^2 - \phi_{n+1,i}^\delta / u_\delta - \text{для блокованого розгалуження (рис. 3, } P_\delta), \text{ де } u_\delta - \text{передатне число розгалуження};$$

$$\delta_{ni} = \phi_n^p / u_\delta^2 - 0,5 \sum \phi_{n+1,i}^p / u_\delta, \delta_{n+1,i} = \phi_{n+1,ik} - \phi_{n+2,ik} \quad i = 1, 2, \dots, m;$$

$$\delta_{uikl} = \phi_{kikl} - x_T u_{vi} / r_{kikl}; - \text{для диференційного розгалуження (рис. 3, } P_\delta);$$

б) рівняння реакцій зв'язків

$$M_I = c_I \delta_I + k_I \dot{\delta}_I; \quad M_j = c_j \delta_j + k_j \dot{\delta}_j;$$

$$M_{ni} = c_{ni} \delta_{ni} + k_{ni} \dot{\delta}_{ni};$$

$$M_{n+1,ik} = c_{n+1,ik} \delta_{n+1,ik} + k_{n+1,ik} \dot{\delta}_{n+1,ik}$$

$$M_{kikl} = \begin{cases} M_{uikl}, & M_{uikl} \leq M_{\phi ikl}; \\ M_{\phi ikl}, & M_{uikl} > M_{\phi ikl}; \end{cases}$$

в) рівняння динаміки двигуна (рис. 3, $T_{ГМ}$)

- для зчеплення, що буксує

$$\left. \begin{aligned} J_d \ddot{\phi}_d - M_d + M_z = 0 \\ J_z \ddot{\phi}_z - M_z + M_I = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$(J_d + J_z) \ddot{\phi}_d - M_d + M_I = 0 \quad \text{— для замкнутого зче-}$$

плення;

- трансмісії

$$J_j \ddot{\phi}_j - M_{j-1} + M_j = 0;$$

$$J_n \ddot{\phi}_n - M_{n-1} - \sum_i M_{ni} = 0 \quad \text{— для розгалуження } P_{\delta};$$

$$0,5 J_n P_{n+1,i} \ddot{\phi}_n P_{n+1,i} - 0,5 M'_{ni} + M_{n+1,ik} = 0 \quad \text{— для } P_d;$$

$$0,5 J_{oik} \ddot{\phi}_{oik} - 0,5 M_{knik} + M_{noik} = 0;$$

$$J_{kikl} \ddot{\phi}_{kikl} - M_{noikl} + M_{kikl} = 0;$$

$$J_T \ddot{\phi}_T - \sum_i \sum_k \sum_l M_{kikl} + M_o = 0. \quad (2)$$

Для поступального руху (за умови розглядання коливань у трансмісії незалежно від інших видів руху) останнє рівняння набуде вигляду:

$$J_T \ddot{x}_T u_T / r_D - \sum_i \sum_k \sum_l (M_{kikl} + M_{vi}) + M_o = 0. \quad (3)$$

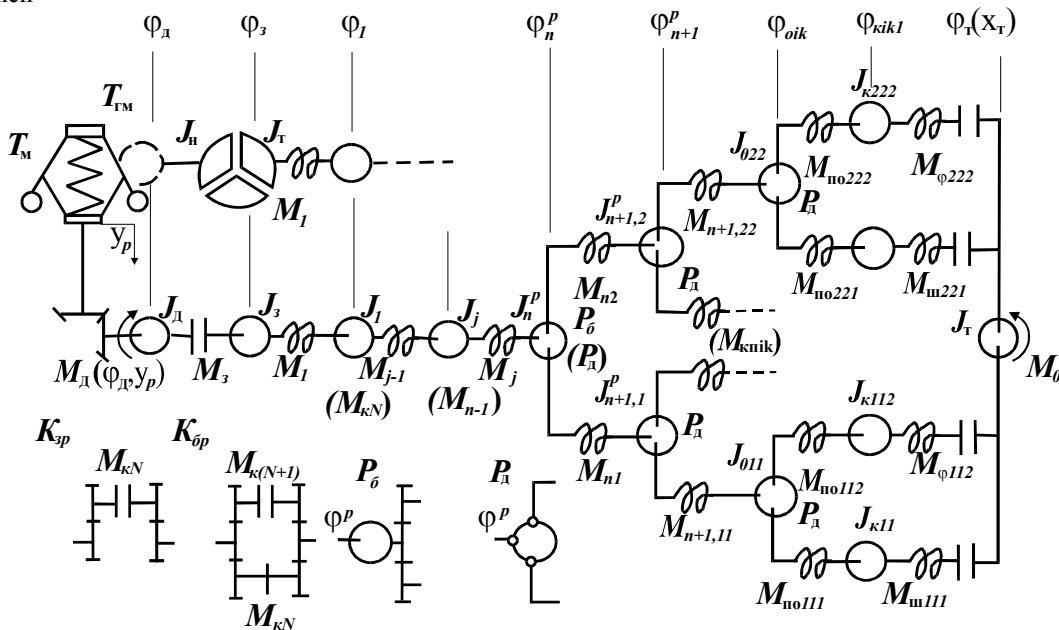


Рис. 3. Схемна модель, що описує крутильні коливання системи двигун – трансмісія – шини

Для гідромеханічної трансмісії (рис. 3, $T_{ГМ}$) замість рівнянь (1) запишемо рівняння

$$(J_d + J_n) \ddot{\phi}_d - M_d + M_n = 0;$$

$$J_T \ddot{\phi}_T - M_T + M_I = 0,$$

де: J_H і J_T – моменти інерції рухомих частин і робочої рідини помпового і турбінного коліс гідротрансформатора; $M_H = g\rho \lambda_n n_n^2 D^5$ – момент на помповому колесі (Н·м); ρ – щільність робочої рідини (кг/м³); λ_n – коефіцієнт моменту помпового колеса; $n_n = 30\phi_d/\pi$ – кількість обертів помпового колеса (об/хв); D – активний діаметр (м); $M_T = K M_H$ – момент на турбінному колесі; K – коефіцієнт трансформації. Значення коефіцієнтів λ_n і K у функції $n_T/n_n(\phi_z/\phi_d)$ встановлюються шляхом випробувань конкретних гідротрансформаторів.

Момент двигуна залежить від кутової швидкості обертання колінчастого валу і положення органу подавання палива або паливної суміші. Ця залежність отримала назву швидкісної характеристики. Особливості наповнення циліндрів паливною сумішшю у карбюраторних двигунів ускладнюють математичне описання їх швидкісних характеристик, особливо на неусталених режимах роботи. Швидкісні характеристики дизелів

повністю визначаються органом, що регулює подавання палива і кутовою швидкістю колінчастого валу.

На рис. 4 наведена швидкісна характеристика дизеля (права частина рисунка), отримана на усталених режимах руху [2]. Тут АК – регуляторна ділянка, на якій кутова швидкість змінюється незначно, КС – коректорна ділянка, на якій спостерігається значне пониження кутової швидкості колінчастого валу.

У верхній лівій частині рисунка показано, як змінюється момент M_d , що розвивається дизелем, момент тертя M_T на поверхнях ковзання фрикційного зчеплення і момент M_e на веденому валі муфти зчеплення у процесі її вмикання. Внизу подані криві зміни кутових швидкостей ϕ_d колінчастого валу двигуна і веденого валу зчеплення ϕ_e .

Якщо припустити, що сумарний момент опору $M_o = const$, то у момент часу $t = t_0$, машина рушиться з місця.

У момент буксування фрикційного зчеплення ($t < t_0$) момент $M_e = M_T$, а момент M_d є меншим від моменту M_T на значення інерційного моменту $J_d \phi_d$, що виникає внаслідок зменшення кутової швидкості ϕ_d валу

двигуна, для цього випадку $\varphi_d < \theta$. Після закінчення процесу буксування зчеплення ($t_{\delta} < t < t_y$), момент M_d стає більшим від моменту M_e на значення $J_d \dot{\varphi}_d$, тому що у цьому випадкові $\varphi_d < \theta$. Точка **D** відповідає усталеному режимові руху, для якого $\omega_d = \theta$, а $M_d = M_e = M_o$.

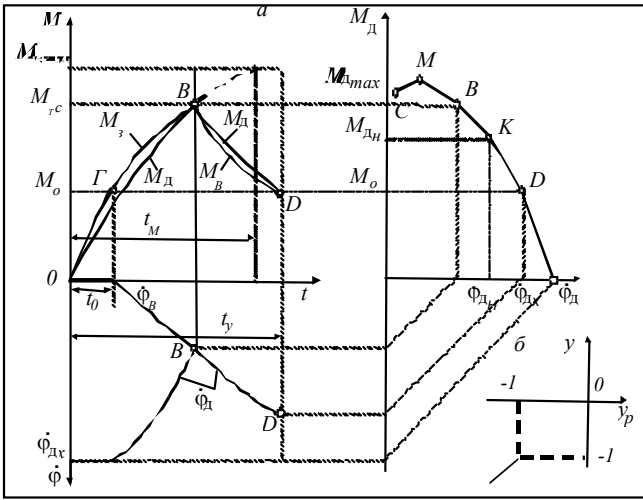


Рис. 4. Розгін машини: *a* – діаграма розгону; *b* – безрозмірна функція

Таким чином, момент дизельного двигуна M_d є функцією кутової швидкості колінчастого вала $\dot{\varphi}_d = \pi n / 30$ і положення муфти відцентрового регулятора, пов'язаного з рейкою, тобто

$$M_d = f(\dot{\varphi}_d, y_p),$$

де: y_p – безрозмірне зміщення муфти регулятора, $y_p = (x_p - x_{p0}) / x_{pn}$; $x_p - x_{p0}$ – зміщення муфти відносно положення рівноваги; x_{pn} – номінальний хід муфти на регульованому швидкісному режимі двигуна.

У припущенні, що сили опору регулятора лінійні, його рівняння руху можна подати у вигляді:

$$T_p^2 \ddot{y}_p + T_k \dot{y}_p + y_p = \frac{\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_{d0}}{\dot{\varphi}_{d0} \delta_p},$$

де: $T_p = 2\pi / \omega_p$ – постійна часу, ω_p – власна частота s^{-1} , $T_k = T_p \psi_p / 2\pi$ – час катаракту і ψ_p – коефіцієнт поглинання відцентрового вимірника; $\dot{\varphi}_{d0}$ – кутова швидкість вала на усталеному швидкісному режимі перед початком перехідного процесу; δ_p – середній ступінь нерівномірності відцентрового вимірника (паспортна величина регулятора).

Беручи лінійною залежність моменту двигуна від швидкості обертання колінчастого вала на ділянках АК і КС (рис. 4,а) і вважаючи, що перед зрушенням машини з місця двигун працює в неробочому режимі ($M_d = 0$), опишемо безрозмірну функцію $V(y_p)$, яка апроксимує зовнішню й часткові криві швидкісної характеристики дизеля, еквівалентні за характером протікання для всіх положень рейки паливної помпи, кусково-лінійною залежністю (рис. 4,б)

$$V(y_p) = \begin{cases} 0 & \text{для } y_p > 0; \\ y_p & \text{для } 0 \geq y_p > -1; \\ -1 & \text{для } y_p < -1. \end{cases}$$

Тоді середній регульований момент двигуна, отриманий внаслідок лінійної апроксимації,

$$M_d = -M_{дн} V(y_p),$$

де $M_{дн}$ – ефективний крутний момент для номінальної потужності двигуна.

Момент тертя муфти зчеплення M_z найчастіше описують моделлю [3]

$$M_z = F_c M_c K(t) \text{sign}(\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_z),$$

де: F_c – коефіцієнт, який враховує відмінність між значеннями коефіцієнтів тертя ковзання та спокою; для буксуючого зчеплення – $F_c = 0,8$, для замкнутого зчеплення – $F_c = 1,0$; M_c – момент тертя спокою, який нарастає у процесі притискання контактних поверхонь і досягає максимального значення $M_{сmax}$ для $t = t_m$ (рис. 4,а); $K(t)$ – закон зростання моменту муфти зчеплення:

- під час вмикання $K(t) = 1 - e^{-k_1 t}$;
- під час вимикання $K(t) = e^{-k_2 t}$;
- для $M_z > M_c$ $K(t) = 1$,

де: k_1 і k_2 – константи, що характеризують темп вмикання і вимикання муфти зчеплення, $k_1 = 3 / t_1$ і $k_2 = 0.7 / t_2$; t_1 і t_2 – час вмикання і вимикання муфти зчеплення.

Моменти тертя у коробці передач змінюються під час перемикання передач. Їх математичний опис відрізняється для перемикання передач з розривом і без розриву потоку потужності.

Моделюючи рух транспортної машини під час перемикання передач у коробці з розривом потоку потужності (рис. 3, $K_{зр}$) у механічних трансмісіях із фрикційними коробками передач, у рівняння динаміки трансмісії (2) треба ввести рівняння

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 - M_1 + M_{кN} = 0 ;$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - M_{кN} + M_2 = 0 ,$$

де $M_{кN}$ – момент тертя синхронізатора. Зміну моментів тертя синхронізаторів, які вмикаються $M_{к(N+1)}$ і вимикаються $M_{кN}$, з достатньою точністю можна описати рівняннями

$$M_{к(N+1)} = M_{к(N+1)} \max 1 - e^{-k_1 t} ;$$

$$M_{кN} = M_{кN} \max e^{-k_2 t} .$$

Тут $k_1 = 3 / t_1$ і $k_2 = 3 / t_2$; t_1 і t_2 – час вмикання і вимикання синхронізатора.

Для перемикання передач у коробці без розриву потоку потужності (рис. 3, $K_{зр}$) у систему рівнянь (2), які відтворюють коливання трансмісії, вводимо рівняння

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 - M_1 + M_{кN} + M_{к(N+1)} = 0 ;$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - M_{кN} - M_{к(N+1)} + M_2 = 0 ,$$

де $M_{кN}$ і $M_{к(N+1)}$ – крутні моменти, які передаються вимикальною та вмикальною муфтами коробки;

$$M_{кN} = (M_o - M_{к(N+1)} u_{к(N+1)}) / u_{кN};$$

$$M_{к(N+1)} = k_k t;$$

де: M_o – момент опору, зведений до проміжного вала коробки передач; u_k – кінематичне передатне число коробки передач; k_k – константа, що характеризує темп наростання моменту, який передається вимикальною муфтою. У цьому разі моменти інерції від J_2

до J_{kikl} і реакції зв'язків від M_2 до M_{kikl} зводяться до проміжного валу, а моменти інерції J_g, J_3, J_k і реакції зв'язку; M_1 – до первинного вала коробки передач.

На рис. 5. показано зміну моментів M_{kN} і $M_{k(N+1)}$ під час перемикавання передач. З цього рисунку видно, що зі збільшенням моменту $M_{k(N+1)}$ муфти, що вмикається, момент M_{kN} муфти, що вимикається, зменшується і для $M_o = M_{k(N+1)}$ $u_{k(N+1)}$ дорівнює нулеві. Протягом часу $t_2 - t_0$ муфта Φ_{kN} не буксує, кінематичне передатне число у коробці відповідає передачі u_{kN} , а силове передатне число змінюється від u_{kN} до $u_{k(N+1)}$. Для $t = t_2$, навантаження двигуна відповідає рухові машини на $N+1$ -й передачі, а швидкість руху машини відповідає N -й передачі, різко вимикається муфта Φ_{kN} , що відповідає перемикаючому з оптимальним перекриттям (не виникає додаткової потужності). З моменту $t = t_2$ починається вирівнювання кутових швидкостей фрикційних елементів муфти $\Phi_{k(N+1)}$, яке триває до закінчення буксування. Збільшення швидкості, яке спостерігається на другому етапі розгону, триває до $t = t_o$.

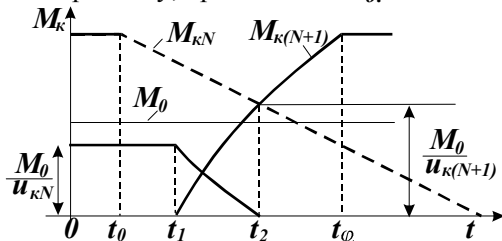


Рис. 5. Схема перемикавання передач без розривання потоку потужності

Момент зчеплення шин i -го візка з дорогою

$$M_{\phi k l} = R_{z i k l} \phi(\delta)_i r_{d i} / u_{\tau i},$$

де: $R_{z i k l}$ – вертикальна реакція на l -му колесі k -ї осі i -го візка; $u_{\tau i}$ – передатне число силового приводу, $r_{d i}$ – динамічний радіус коліс i -го візка.

Коефіцієнт зчеплення $\phi(\delta)_i$ можна визначити із припущення про лінійну залежність між коефіцієнтами зчеплення і буксування (рис. 6, а) за формулою:

$$\phi(\delta)_i = \phi(\delta=0) + [\phi(\delta=1) - \phi(\delta=0)] \delta_i,$$

де: $\phi(\delta=0)$ і $\phi(\delta=1)$ – коефіцієнти зчеплення відповідно у початковий момент буксування і під час повного буксування коліс; δ_i – коефіцієнт буксування коліс,

$$\delta_i = [\varphi_{k i} - x_{\tau} u_{\tau i} / r_{d i}] / \varphi_{k i}.$$

Сумарний момент опору рухові можна описати таким виразом:

$$M_o = \left\{ \sum_{i=1}^m R_{o i} [f_i(v) + i(s)] + F_n \right\} r_{D i k} / u_{\tau i}, \quad (4)$$

де: $R_{o i}$ – статична складова реакції на колесах i -го візка; F_n – сила опору повітря.

Гальмівний момент на колесах i -го візка (рис. 6, б) можна подати у вигляді:

$$M_{\tau i} = \begin{cases} 0 & \text{для } t \leq t_1; \\ -M_{\tau \phi i} (t - t_1) / t_2 & \text{для } t_1 < t < t_1 + t_2; \\ -M_{\tau \phi i} & \text{для } t \geq t_1 + t_2, \end{cases}$$

де: $M_{2 \phi i}$ – момент зчеплення коліс з опорною поверхнею під час гальмування; $M_{2 \phi i} = R_{z i} \phi_{z i} r_{z i} / u_{m i}$, $\phi_{z i}$ –

коефіцієнт зчеплення коліс i -го візка під час гальмування; t_2 – інтервал часу від початку гальмування до поточного значення; t_1 – час реакції оператора і спрацювання гальмівного приводу; t_2 – час наростання гальмівного моменту від нуля до максимального значення.

Керування процесом руху ЛТЗ здійснює оператор, дії якого моделюються таким чином, щоб забезпечити, залежно від величини сумарного опору рухові й обмежень швидкості, зміну подавання палива, перемикавання передач і гальмування.

Керування подачею палива відбувається шляхом зміни положення муфти регулятора y_p , яке можна подати як суму початкового положення $y_p(t)$ і приросту Δy_p , з використанням залежностей [4]:

$$\Delta y_p = \begin{cases} v_s \Delta t & \text{для } v < \lambda v_s, \quad M_{d \max} \geq M_o \\ \phi_d < \lambda_d \phi_{d \max} \text{ і } x_p < x_{p n}; \\ 0 & \text{для } \lambda v_d < v < \lambda v_s, \text{ або для} \\ v < \lambda v_d, \quad M_{d \max} \geq M_o \\ \phi_d \geq \lambda_d \phi_{d \max} \text{ або } x_p \geq x_{p n}; \\ -\lambda_s v_s \Delta t & \text{для } v \geq v_d \text{ або для} \\ v < \lambda v_d \text{ і } M_{d \max} < M_o, \end{cases}$$

де: v_s – швидкість керованого руху муфти регулятора; v_d – допустиме значення швидкості руху транспортного засобу; x_{\max} і x_{\min} – крайні положення муфти регулятора, які відповідають максимальному і номінальному подаванню палива; λ (λ_d і λ_s) – коефіцієнти зменшення (збільшення) значень v_d ($\phi_{d \max}$ і v_s).

Перемикання передач з нижчої N на вищу $N+1$ відбувається, коли швидкість обертання колінчастого вала двигуна відповідає максимальній потужності ($\phi_d = \phi_{d \max}$) крутний момент на колесах на вищій передачі більший від моменту опору рухові ($M_{k, N+1} \geq M_o$) і допустима швидкість руху вища від мінімальної стійкої швидкості на вищій передачі ($\lambda v_d > v_{N+1}$). За час перемикавання передачі швидкість руху не повинна стати меншою від мінімальної стійкої швидкості на вищій передачі, що забезпечується обґрунтованим вибором числового значення коефіцієнта λ .

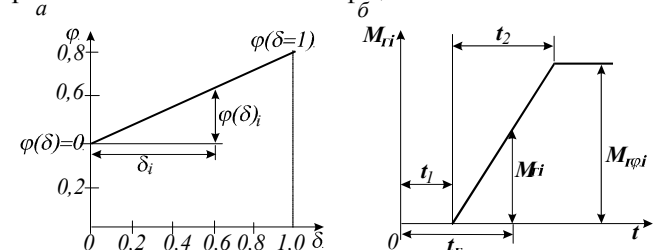


Рис. 6. Зміна коефіцієнта зчеплення залежно від коефіцієнта буксування (а) і гальмівного моменту у часі (б)

Перемикання на нижчу передачу відбувається у випадку, коли швидкість обертання колінчастого вала відповідає максимальному крутному моменту ($\phi_d = \phi_{d \max}$), крутний момент на колесах менший від моменту опору рухові ($M_{kN} < M_o$), і допустима швидкість руху нижча від мінімальної стійкої швидкості на

вищій передачі ($\lambda v_d < v_{N+1}$). Під час вимикання передачі водночас вимикається зчеплення, і зменшується подавання палива. На цьому етапі перемикання транспортний засіб рухається за інерцією ($M_k=0$).

Розглянута математична модель підсистеми двигун-трансмсія-шини дозволяє виконувати розрахунки навантажувальних режимів трансмісії, необхідні для оцінки міцності та довговічності її деталей, і відтворювати на обчислювальних машинах основні режими процесу руху із умови забезпечення максимальної продуктивності, коли найбільш повно використовуються динамічні властивості транспортного засобу, або режими його максимальної паливної економічності.

ЛІТЕРАТУРА

1. Альгин В.Б., Павловский В.Я., Поддубко С.Н. Динамика трансмісії автомобіля и трактора / Под ред. И.С. Цитовича. – Минск: Наука и техника, 1986. – 214 с.

2. Библиок Н.И. Основы динамики колесных лесотранспортных машин. – Львов, 1989. – 208 с. – Деп. в УкрНИИНТИ 15.01.91, N126-Ук91.

3. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под ред. А.И.Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

4. Сцепления транспортных и тяговых машин / И.Б. Барский, С.Г.Борисов, В.А.Галайгин и др.: Под ред.Ф.Р.Геккера и др. – М.:Машиностроение, 1989. – 344 с.

N. Bybljuk

MODELING OF TRANSIENTS OF MEANS IN SHAFTING OF TRANSPORT OF A WOOD

On the grounds of studying of available approaches for a modelation of the operators running actions and forming of the estimational model of vibrations in a transmission of the transport machines the generalized mathematical model of a timber-transport conveyances onward motion was worked out and used for the researches of its exploitational qualities.