

М. М. БОРИС¹

МЕТОДИКА МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ РУХУ КОЛІСНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Подано методичні засади і особливості математичного моделювання процесів руху колісних лісотransпортних засобів: складення розрахункової схеми і опис позначень на ній, прийняття потрібних припущень, вибір незалежних координат та запис залежностей, які описують коливання підсистем. Отримані рівняння дають змогу моделювати основні перехідні режими процесу руху колісних лісотransпортних засобів, які є характерними для реальних умов їх експлуатації (рушання, розгін, рух із умови забезпечення максимальної продуктивності та гальмування), а також їх поступальний рух. За цих умов повністю відображається характер взаємозв'язків транспортних ланок та їх вплив на параметри руху.

¹ **Микола Михайлович БОРИС** – кандидат технічних наук, доцент кафедри лісових машин та гідравліки, Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна. Тел.: 032-233-96-69. E-mail: bogusmm@ukr.net
Представив член-кореспондент ЛІАН України, доцент Ю. І. Грищок, доктор технічних наук – Національний лісотехнічний університет України

Для досліджень та аналізу динамічних процесів, що відбуваються під час руху лісотransпортних засобів (ЛТЗ), потрібно створити математичні моделі, які б з певними припущеннями відтворювали особливості компонування та взаємодію окремих елементів або ланок реальної коливальної системи.

Визначаючи параметри руху лісотransпортних засобів, виникає потреба розгляду вертикальних коливань, які зумовлені впливом нерівностей дороги. Однак їх окремий розгляд є неповним, оскільки ці коливання супроводжуються виникненням динамічних навантажень деталей трансмісії та ходової частини, які визначають їх довговічність та усталену міцність. Важливим є й вибір енергетичних, вагових, геометричних і експлуатаційних параметрів машин, тому що від правильності компонування, відповідності параметрів заданим умовам експлуатації значною мірою залежить інтенсивність їхніх коливань.

Лісотransпортний засіб є складною коливальною динамічною системою, яка складається із низки мас, які зв'язані між собою пружними зв'язками та демпферами. Наявність вантажу у вигляді пакета деревини ще більше ускладнює цю систему, внаслідок чого рівняння, що описують її коливання, є надто складними та малопридатними для практичного застосування. Тому під час дослідження коливань реальна коливальна система замінюється розрахунковою схемою, яка повинна повною мірою відобразити адекватність її поведінки, виходячи із мети розв'язуваної задачі, потрібної точності обчислень, умов досліджень та інших особливостей.

Розробляючи математичні моделі, зазвичай, нехтують другорядними зв'язками, виділяючи лише головні параметри, що визначають характер розглядуваного процесу [1-5]. Це зумовлює спрощення розрахункових схем, не впливаючи істотно на точність результатів.

На рис. 1 подано схему узагальненої математичної моделі коливань лісотransпортної системи в трансмісії та у вертикальній поздовжній площині. Спільний розгляд крутильних коливань в трансмісії, лінійних та кутових коливань машини у вертикальній поздовжній площині із застосуванням методів статистичної динаміки дає змогу здійснювати розрахунок навантажених елементів транспортного засобу.

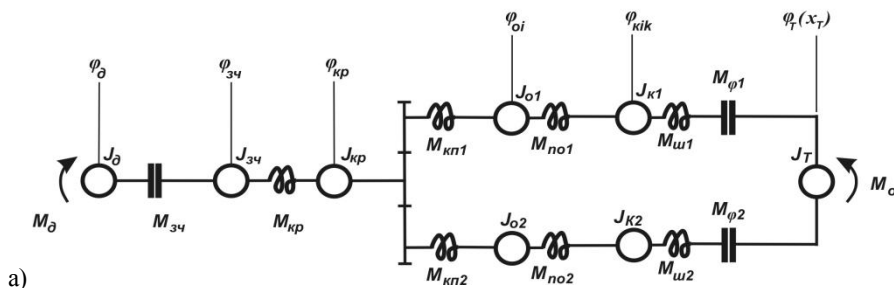
Розрахункову схему складено з урахуванням таких припущень:

моменти інерції зосереджених мас, коефіцієнти жорсткості та опору обертових елементів трансмісії й шин зводяться до валу двигуна;
колена котяться без відривання від опорної поверхні;
моменти на лівих і правих півосях є однаковими;
характеристики пружності валів трансмісії й шин є лінійними;
сили непружного опору є пропорційними швидкостям відносних переміщень мас.

Складаючи розрахункову схему трансмісії, деталі з розподіленими масами замінено зосередженими масами, які зв'язані між собою пружними і демпфувальними елементами. Розподілені маси, які є значно меншими від зосереджених, віднесено до найближчих зосереджених.

Беручи до уваги взяті припущення, отримано розрахункову схему кутових переміщень мас двигуна і трансмісії колісного тягача (4×4) з незалежними координатами φ (рис. 1, а), яка відтворює перехідні процеси, що відбуваються під час його рухання та розгону [6].

На схемі прийнято такі позначення: M_d – крутний момент двигуна; $M_{зч}$ – момент тертя муфти зчеплення; моменти інерції обертових мас: J_d – маховика, мас двигуна і ведучих деталей муфти зчеплення, $J_{зч}$ – ведених деталей муфти зчеплення, $J_{кр}$ – деталей трансмісії, розміщених між муфтою зчеплення і роздавальною коробкою (ведучого, проміжного і веденого валів коробки передач із зубчастими колесами, що входять з ними в зачеплення; деталей, жорстко зв'язаних із вихідним фланцем коробки передач і ведучим валом роздавальної коробки, валів і з'єднань роздавальної коробки; фланця на виході роздавальної коробки і з'єднаних з ним фланцем івилкою карданної передачі), J_{oi} – задньоївилки карданного вала і деталей головної передачі із зубчастими колесами і міжвісним диференціалом i -го візка ($i = 1, 2, \dots, m$), J_{kik} – мас коліс k -х осей ($k = 1, 2, \dots, n$), J_T – маси, яка еквівалентна поступальній масі тягача, з урахуванням моментів інерції коліс; моменти реакцій зв'язків: $M_{кр}$ – крутильних моментів, що передаються муфтами коробки передач, які вмикаються і вимикаються, веденого вала коробки передач, валів і з'єднань роздавальної коробки, $M_{кнi}$ – карданної передачі, M_{noi} – півосей, $M_{uik} = F_{шqik} \cdot r_{dik}$ – шин, $M_{qik} = F_{qik} \cdot r_{dik}$ – зчеплення шин з дорогою (r_{dik} – динамічний радіус колеса), M_o – сумарний момент опору рухові машини.



а)

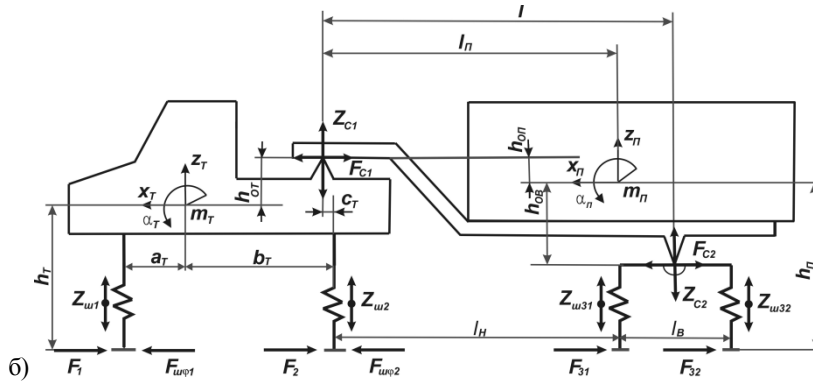


Рис. 1. Схема узагальненої математичної моделі коливань лісотransпортної системи:
а – в трансмісії; б – у вертикальній поздовжній площині

Обертів маси зв'язані між собою безінерційними пружними елементами з крутильною жорсткістю c відповідних валів трансмісії і тангентальною жорсткістю шин $c_{ш\phi}$. Розсіювання енергії в системі, пов'язане з відносним переміщенням мас, відтворюється введенням паралельно з пружними елементами амортизаторів з коефіцієнтами опору k . Жорсткість і коефіцієнти опору в трансмісії разом з відносними кутовими переміщеннями мас створюють моменти реакцій зв'язків

$$M_j = c_j \delta_j + k_j \dot{\delta}_j. \quad (1)$$

Головними незалежними координатами підсистеми двигун – трансмісія – шини є кутові переміщення: φ_d – вала двигуна, $\varphi_{зч}$ – веденого диска муфти зчеплення, $\varphi_{кр}$ – деталей трансмісії, розміщених між муфтою зчеплення і роздавальною коробкою, φ_{oi} – задньої вилки карданного вала і деталей головної передачі із зубчастими колесами і міжвісним диференціалом i -го візка, φ_{kik} – мас коліс k -х осей, $\varphi_T = x_T u_{TP} / r_{dik}$ – маси, яка еквівалентна поступальній масі тягача (x_T – поздовжнє переміщення зведеної маси тягача; u_{TP} – передатне число трансмісії).

Динамічна модель, яка описує коливання системи у вертикальній поздовжній площині (рис. 1, б), відтворює поведінку реальної коливальної системи тягач + напівпричіп з пакетом сортиментів без врахування гнучкості і демпфувальних властивостей пакета сортиментів. Маса тягача розглядається як тверде тіло, а саме – жорстко зв'язані з нею маси кабіни, водія, пасажирів, двигуна і трансмісії.

Коливання мас системи характеризуються лінійними переміщеннями центрів ваги мас тягача z_T і напівпричіпа z_{Π} вздовж вертикальних осей (погойдування), їх кутовими переміщеннями α_T і α_{Π} довкола поперечних осей (галоупування) та лінійними переміщеннями x_T і x_{Π} вздовж поздовжньої осі (пошарпування). Останні зумовлені горизонтальними складовими F_{ik} реакцій дороги, які залежать від нерівностей її мікропрофілю. Погойдування і галоупування здійснюються на шинах. Пошарпування відбувається довкола стану рівноваги, яким є поступальна постійна швидкість руху ЛТЗ, задана постійною кутовою швидкістю вала двигуна.

Для складання рівнянь коливальної системи припускаємо, що коливання мас малі, а миттєві центри їх переміщень збігаються з центрами мас.

Поздовжньо-кутові коливання тягача і напівпричіпа відбуваються довкола поперечних осей, що проходять через точки з'єднання напівпричіпа з

тягачем та балансирним візком. Внаслідок наявності у цих з'єднаннях люзів їх можна прийняти шарнірними.

На схемі прийнято такі позначення: m_T і m_{Π} – маси відповідно тягача і напівпричіпа з пакетом деревини; F_{ik} – поздовжні сили взаємодії коліс з дорогою; $F_{u\phi ik} = M_{uik} / r_{dik}$ – поздовжні реакції у шинах; Z_{uik} – вертикальна реакція між дорогою і колесами; поздовжні $F_{c1,2}$ і вертикальні $Z_{c1,2}$ реакції в елементах сідлово-зчіпного пристрою та шарнірі кріплення рами напівпричіпа до осі балансирного візка; a_T і b_T – відстані відповідно від передньої і задньої осей тягача до його центра ваги; l і l_{Π} – відстані між осями відповідно сідлово-зчіпного пристрою та балансирного візка та центром ваги напівпричіпа; c_T – зміщення осі сідлово-зчіпного пристрою від осі заднього візка тягача; h_T і h_{Π} – відстані від опорної поверхні до центрів ваги відповідно тягача і напівпричіпа; h_{OT} і h_{OP} – висота між віссю сідлово-зчіпного пристрою та центрами ваги відповідно тягача і напівпричіпа; h_{OB} – висота між центром ваги напівпричіпа і віссю балансирного візка; z_j , x_j і α_j – відповідно вертикальні, поздовжні та кутові поздовжні переміщення j -х мас машини.

Маси транспортних ланок зв'язані з дорогою шинами, які моделюються пружиною і амортизатором із зведеними жорсткістю $c_{зв}$ та коефіцієнтом опору (демпфування) $k_{зв}$. Вони характеризують радіальну жорсткість шин і загасання в них та визначаються як вислід послідовного з'єднання пружних й демпфувальних елементів шин та ґрунту, а тертя в шинах зводиться до однієї умовної характеристики сухого тертя $F_{тр}$ [1].

Скориставшись принципом Д'Аламбера, отримано залежності, які описують коливання підсистеми двигун – трансмісія – шини (рис. 1, а):

а) рівняння деформацій зв'язків:

$$\begin{aligned} \delta_{кр} &= \varphi_{зч} - \varphi_{кр}; \delta_{oi} = \varphi_{кр} - \varphi_{kik}; \\ \delta_{kik} &= \varphi_{oi} - \varphi_{uik}; \delta_{uik} = \varphi_{kik} - x_T u_T / r_{dik}; \end{aligned} \quad (2)$$

б) рівняння реакцій зв'язків:

$$\begin{aligned} M_{кр} &= c_{кр} \delta_{кр} + k_{кр} \dot{\delta}_{кр}; M_{kni} = c_{kni} \delta_{oi} + k_{kni} \dot{\delta}_{oi}; \\ M_{noi} &= c_{noi} \delta_{kik} + k_{noi} \dot{\delta}_{kik}; \\ M_{\phi ik} &= \begin{cases} M_{\phi ik}, & \text{якщо } M_{\phi ik} \leq M_{\phi ik}; \\ M_{\phi ik}, & \text{якщо } M_{\phi ik} > M_{\phi ik}; \end{cases} \end{aligned} \quad (3)$$

в) рівняння динаміки:
двигуна

$$m_p \ddot{z} + N(\dot{\varphi}_d) \dot{z} + E(x_h, z) + A(h) \dot{\varphi}_d^2 = 0; \quad (4)$$

для зчеплення, що буксує (за умови $(\varphi_d - \varphi_{зч}) / \varphi_d > 0,05$)

$$\begin{cases} J_{\delta} \ddot{\varphi}_{\delta} - M_{\delta} + M_{\varphi^+} = 0; \\ J_{\varphi^+} \ddot{\varphi}_{\varphi^+} - M_{\varphi^+} + M_{\delta\delta} = 0; \end{cases} \quad (5)$$

для замкненого зчеплення (за умови $(\varphi_0 - \varphi_{3u})/\varphi_0 \leq 0,05$)

$$(J_{\delta} + J_{3u}) \ddot{\varphi}_{\delta} - M_{\delta} + M_{kp} = 0; \quad (6)$$

трансмсії

$$\begin{cases} J_{\delta\delta} \ddot{\varphi}_{\delta\delta} - \dot{I}_{\delta\delta} + \sum_{i=1}^m \dot{I}_{\delta i} = 0; \\ J_{i\delta} \ddot{\varphi}_{oi} - \dot{I}_{\delta i} + \dot{I}_{noi} = 0; \\ J_{\delta i} \ddot{\varphi}_{\delta i} - \dot{I}_{noi} + \dot{I}_{\varphi ik} = 0; \\ J_{\delta\delta} \ddot{\varphi}_{\delta\delta} - \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^n M_{\varphi ik} + M_o = 0. \end{cases} \quad (7)$$

У рівнянні (4) введено: m_p – маса рухомих частин паливної помпи і регулятора; $N(\varphi_0)$ – фактор демпфування; $E(x_h, z)$ – відновлювальна сила; $A(h)$ – інерційний коефіцієнт; x_h – положення важеля налаштування регулятора; z – переміщення муфти регулятора; $h = h_{max} - z$ – положення дозатора паливної помпи.

Крутний момент тракторного дизельного двигуна M_o , момент тертя у зчепленні, моментів, що передаються муфтами коробки передач M_{kp} та умова переходу від розімкненого стану зчеплення до замкнутого опишемо, користуючись відомими залежностями [1, 3, 6].

Момент зчеплення шин з дорогою дорівнює [7, 8]:

$$M_{\varphi ik} = Z_{ik} \varphi(\delta)_{ik} r_{\delta ik} / u_{TP}, \quad (8)$$

де: Z_{ik} – вертикальна реакція на колесах k -ї осі i -го візка ЛТЗ; $\varphi(\delta)_{ik}$ – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею.

Коефіцієнт зчеплення $\varphi(\delta)_{ikl}$ можна визначити із припущення про лінійну залежність між коефіцієнтами зчеплення і буксування за формулою [7]:

$$\varphi(\delta)_{ik} = \varphi(\delta = 0) + [\varphi(\delta = 1) - \varphi(\delta = 0)] \delta_{ik}, \quad (9)$$

де: $\varphi(\delta = 0)$ і $\varphi(\delta = 1)$ – коефіцієнти зчеплення відповідно в початковий момент буксування і під час повного буксування коліс; δ_{ik} – коефіцієнт буксування коліс, визначається з виразу:

$$\delta_{ikl} = (\dot{\varphi}_{kik} - \dot{x}_T u_{TP} / r_{\delta ik}) / \dot{\varphi}_{kik}. \quad (10)$$

Вираз для сумарного моменту опору рухові в рівнянні (6) подамо у вигляді:

$$M_o = \frac{r_{\delta ik}}{u_{\delta\delta}} \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^n R_{\delta ik} [f_i(v) + i(S)], \quad (11)$$

де $R_{\delta ik}$ – статичний складник реакції на колесах k -ї осі i -го візка ЛТЗ.

Застосовуючи принцип Д'Аламбера, диференціальні рівняння, що описують лінійні та кутові коливання мас системи (рис. 1, б) матимуть вигляд:

коливання у горизонтальній площині:

$$\begin{aligned} m_T \ddot{x}_T + F_{c1} - \sum_{i=1}^2 F_i + \sum_{i=1}^2 F_{u\varphi i} &= 0; \\ m_{II} \ddot{x}_{II} - F_{c1} - F_{c2} - \sum_{k=1}^2 F_{3k} &= 0; \end{aligned} \quad (12)$$

коливання у вертикальній площині:

$$\begin{aligned} m_T \ddot{z}_T + Z_{c1} - \sum_{i=1}^2 Z_{ui} &= 0; \\ m_{II} \ddot{z}_{II} - Z_{c1} - Z_{c2} - \sum_{k=1}^2 Z_{u3k} &= 0; \end{aligned} \quad (13)$$

коливання у вертикальній поздовжній площині:

$$\begin{cases} m_T h_{aT} (\ddot{x}_T + q\alpha_T) - Z_{c1} (b_T - c_T) - Z_{\theta 1} a_T + Z_{\theta 2} b_T + \\ + F_{c1} h_{oT} + h_T \sum_{i=1}^2 (F_i - F_{\varphi i}) = 0; \\ m_{II} h_{aI} (\ddot{x}_I + q\alpha_I) - Z_{c1} l_I + (l - l_I) \left(Z_{c2} + \sum_{k=1}^2 Z_{\theta 3k} \right) - \\ - F_{c1} h_{oI} - F_{c2} h_{oA} + h_I \sum_{k=1}^2 F_{3k} = 0; \end{cases} \quad (14)$$

У шарнірних з'єднаннях напівпричепа з тягачем і балансирним візком виникають поздовжні F_c і вертикальні Z_c зусилля. Поздовжні сили можна виразити:

$$\begin{cases} F_{c1} = c_c (h_{\delta o} a_I - (h_{\delta o} - h_o) a_o) + k_c (h_{\delta o} \dot{a}_I - (h_{\delta o} - h_o) \dot{a}_o); \\ F_{c2} = c_c (h_{\delta A} a_o - (h_{\delta A} + h_I) a_I) + k_c (h_{\delta A} \dot{a}_o - (h_{\delta A} + h_I) \dot{a}_I), \end{cases} \quad (15)$$

де c_c і k_c – зведені відповідно жорсткість і коефіцієнт опору сідлово-зчіпного пристрою і рами напівпричепа.

Вертикальні зусилля Z_{c1} і Z_{c2} можуть задаватися частинами ваги напівпричепа з вантажем, що діють у відповідних точках. Вони матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} Z_{c1} &= (m_n + m'_{II} \lambda_1^2) (\ddot{z}_T + c \ddot{\alpha}_T); \\ Z_{c2} &= (m_B + m'_{II} \lambda_2^2) (\ddot{z}_{II} + c \ddot{\alpha}_{II}), \end{aligned} \quad (16)$$

де: m_n , m_B і m'_{II} – частини ваги напівпричепа, що зосереджені відповідно над зчіпним пристроєм, візком і в центрі мас; λ_1 і λ_2 – геометричні параметри машини ($\lambda_1 = l_{II} / l$; $\lambda_2 = (l - l_{II}) / l$).

Ці сили можна подати й у такому вигляді:

$$\begin{aligned} Z_{c1} &= 3 \cdot E \cdot J \cdot \alpha_{II} / l_{II}^2; \\ Z_{c2} &= 3 \cdot E \cdot J \cdot \alpha_{II} / (l - l_{II})^2, \end{aligned} \quad (17)$$

де E і J – відповідно модуль деформації та осьовий момент інерції поперечного перерізу рами напівпричепа.

Коли розглядати коливання у вертикальній поздовжній площині незалежно від коливань у трансмісії, то поздовжня сила на колесі визначається за формулою:

$$F_{ik} = F_{uik} - F_{qik}, \quad (18)$$

де F_{uik} – поздовжня сила на колесі, зумовлена пружністю шин і валів трансмісії; F_{qik} – поздовжня сила від нерівностей мікропрофілю.

Поздовжня сила, зумовлена пружністю шин і валів трансмісії, становитиме:

$$F_{uik} = c_{uik} \tau(II) x_{T(II)} + k_{uik} \tau(II) \dot{x}_{T(II)}, \quad (19)$$

де $c_{uik} \tau(II)$ і $k_{uik} \tau(II)$ – зведені до ведучих коліс тягача (напівпричепа) відповідно тангентальна жорсткість та коефіцієнт опору шин і валів трансмісії під час кручення.

Поздовжні сили, що діють на колеса машини від нерівностей мікропрофілю дороги, визначаються за формулою:

$$F_{qik} = f Z_{\theta ik} + \frac{1}{v + \dot{x}_{\delta(i)}} \sum_{k=1}^2 \sum_{i=1}^2 (G_{ik} + Z_{\theta ik}) \dot{q}_{ik}, \quad (20)$$

де: f – коефіцієнт опору коченню; G_{ik} – частина загальної ваги машини; Z_{uik} – вертикальні реакції, що передаються через шини від опорної поверхні; q_{ik} – висота нерівностей опорної поверхні під колесами.

Тут $q_1 = q(v, t)$; $q_2 = q(v, t - \tau_1)$; $q_3 = q(v, t - \tau_2)$; $q_{32} = q(v, t - \tau_3)$ – амплітуди мікропрофілю дороги під відповідними колесами; τ – неодноразовість дії нерівностей мікропрофілю дороги на колеса машини ($\tau_1 = (a_T + b_T) / v$; $\tau_2 = (a_T + b_T + l_H) / v$; $\tau_3 = (a_T + b_T + l_H + l_B) / v$).

Сили Z_{uik} , що передаються через шини і входять у системи рівнянь (13 і 14), становитимуть:

$$Z_{uik} = 2 \cdot c_{uik} q_{ik}(t) + 2 \cdot k_{uik} \dot{q}_{ik}(t), \quad (21)$$

де $2 \cdot c_{uik}$ і $2 \cdot k_{uik}$ – радіальні жорсткості та коефіцієнти опору шин.

Отримані рівняння дають змогу моделювати на ПК основні перехідні режими процесу руху колісних лісотransпортних засобів, які є характерними для реальних умов їх експлуатації (рушання, розгін, рух із умови забезпечення максимальної продуктивності та гальмування), а також їх поступальний рух. За цих умов повністю відображається характер взаємозв'язків транспортних ланок та їхній вплив на параметри руху.

Внаслідок розв'язання цих рівнянь визначаються амплітудно-частотні характеристики, спектральні щільності, середні квадратичні значення параметрів коливань, що використовуються для оцінки тягово-швидкісних властивостей, динамічних навантажень та плавності руху лісотransпортних засобів. За спектральними щільностями пружних моментів можуть бути визначені спектральні щільності напружень і кількість циклів змінних напружень різного рівня за одиницю часу або за один кілометр пробігу, а за ними – розраховані деталі трансмісії і ходової частини лісотransпортного засобу на динамічну і втомну міцність та довговічність.

Розроблена математична модель процесів руху лісотransпортної системи дасть змогу розв'язувати низку задач, пов'язаних із обґрунтуванням параметрів трансмісії та загального компонування лісотransпортних засобів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Библюк Н.І. Лісотransпортні засоби: теорія. – Львів : Вид. дім "Панорама", 2004. – 253 с.
2. Білик Б.В. Теорія самохідних лісових машин / Б.В. Білик, М.Г. Адамовський. – Київ-Львів : Вид-во ІЗМН, 1998. – 208 с.

3. Жуков А.В. Теория лесных машин. – Минск : Изд-во БГТУ, 2001. – 640 с.

4. Гастев Б.Г. Основы динамики лесовозного подвижного состава / Б.Г. Гастев, В.И. Мельников. – М. : Изд-во "Лесн. пром-сть", 1967. – 220 с.

5. Тракторы: Теория / под общ. ред. В.В. Гуськова. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1988. – 376 с.

6. Библюк Н.І. Математична модель перехідних процесів руху лісотransпортної системи / Н.І. Библюк, М.М. Борис // Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість : Міжвід. наук.-техн. зб. – Львів : Вид-во "Світ", – 1992. – Вип. 23. – С. 35-41.

7. Сцепления тракторных и тяговых машин / И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин и др. / под ред. Ф.Р. Геккера и др. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1989. – 344 с.

8. Проектирование трансмиссий автомобилей : справочник / под ред. А.И. Гришкевича. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1984. – 272 с.

М. М. Борис

METHODOLOGY FOR MODELLING OF WHEELING TIMBER TRANSPORT FACILITIES MOVEMENT PROCESSES

Methodical principles and mathematics modelizing of wheeling wood transport facilities moving processes are presented: composing the calculational scheme and description the marks on it, admitting necessary suppositions, selection of coordinates and entry dependences that mark the oscillation of system's elements. It is developed : equalizations enable to design basic transient behaviors of process of motion of the wheeled timber transport facilities which are characteristic for the real terms of their exploitation (starting, acceleration, motion from the condition of providing of burst performance and braking), and also their forward motion. At these terms character of intercommunications of transport links and their influence is fully represented on the parameters of motion.

