

Б.В. БІЛИК¹, М.М. БОРИС²

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ЛІСОВИХ МАШИН З ГІДРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

Розроблено математичну модель і комп'ютерну програму розрахунку поступального руху колісної лісової машини з гідромеханічною трансмісією. Подано результати імітаційного моделювання рушання з місця та розгону колісного трелювального трактора і тракторного сортиментовоза, а також їхнього руху з постійною швидкістю на різних передачах, зі змінними рейсовим навантаженням та передатними числами трансмісії. Отримано залежності середньої годинної та питомої витрат пального, а також транспортної продуктивності під час розгону машин з урахуванням величини рейсового навантаження і опору рухові поверхні лісосіки.

Ключові слова: лісова машина, гідротрансформатор, трансмісія, математичне моделювання, комп'ютерна програма, годинна витрата пального, транспортна продуктивність.

¹ **БІЛИК Богдан Васильович** – член-кореспондент Лісівничої академії наук України, кандидат технічних наук, професор кафедри лісових машин та гідравліки. Національний лісотехнічний університет України. Україна, м. Львів, 79057. Тел.: 032-239-27-69. E-mail: bilykbv@ukr.net

² **БОРИС Микола Михайлович** – член-кореспондент Лісівничої академії наук України, кандидат технічних наук, доцент кафедри лісових машин та гідравліки. Національний лісотехнічний університет України. Україна, м. Львів, 79057. Тел.: +38(032) 237-79-86. E-mail: borysmm@ukr.net

Вступ. Обґрунтування рейсового навантаження та інших параметрів лісових машин має практичне значення як з огляду можливості підвищення їх продуктивності й економічності, так і з позицій екології. Підвищення тягово-експлуатаційних показників лісових машин потребує проведення відповідних теоретичних і експериментальних досліджень їх поступального руху. Важливим напрямком теоретичних досліджень є математичне та імітаційне моделювання руху машин у різних умовах експлуатації та з різними типами трансмісій. Актуальним є моделювання та дослідження поступального руху лісових машин з гідромеханічною трансмісією, які у нас, на відміну від країн Західної Європи, практично не випускають.

У теорії автомобіля і трактора прийнято складати рівняння поступального руху машини як одномасової динамічної системи [1, 2], тобто машину розглядають як абсолютно жорстке тіло, а пружними властивостями валів трансмісії та шин коліс нехтують. Таке спрощення допустиме для випадку дослідження руху машини без урахування перемикання передач, однак є неприпустимим у разі розрахунку змінного руху в реальних умовах. Одномасова динамічна модель не дає змоги моделювати процес розгону машини з урахуванням наявності фрикційного зчеплення і зміни передатного числа трансмісії. Щоб більше, таку модель не може бути використано для моделювання руху самохідної лісової машини з гідромеханічною трансмісією. Нехтування пружними властивостями валів трансмісії та еластичних шин вносить значні похибки у розрахунок перехідних режимів і показників руху.

Об'єкт і методика. Розглядається динамічна модель руху лісової машини з гідромеханічною трансмісією, що складається з гідротрансформатора і механічної передачі (коробка передач, роздавальна коробка, головна передача і колісний редуктор). Модель поступального руху лісової машини вигідно подати у вигляді системи обертових мас: маси, яка є еквівалентною поступальній масі машини та обертових мас гідротрансформатора, агрегатів трансмісії й коліс [3]. Прийнято нами попередню схему, тобто незведену схему моделі поступального руху повноприводної двовісної колісної лісової машини подано на рис. 1. До її складу входить гідротрансформатор (ГТ), шість обертових мас, шестірневі передачі та пружні й дисипативні ланки, що моделюють динамічні властивості гідромеханічної трансмісії, податливість валів й тертя в її елементах і шинах коліс.

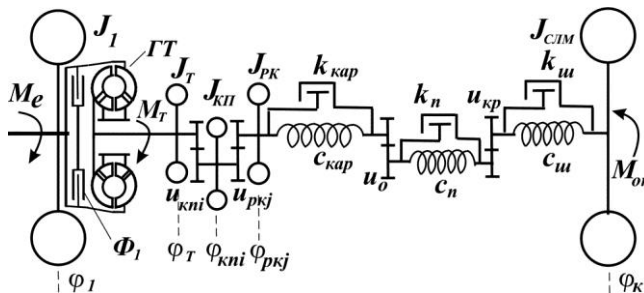


Рис. 1. Попередня схема розрахункової моделі поступального руху та динамічних процесів у трансмісії СЛМ: M_e – крутний момент двигуна; M_T – момент турбінного колеса гідротрансформатора; M_{on} –

момент опору рухові машини; $c_{кап}$, c_n , $c_{ш}$, $k_{кап}$, k_n , $k_{ш}$ – сумарні коефіцієнти крутильної жорсткості та в'язкого опору, відповідно, карданих валів, півосей ведучих мостів і шин коліс; φ_1 , φ_T , $\varphi_{кп}$, $\varphi_{рк}$ – дійсні кути обертання відповідно маховика двигуна, турбінного колеса, обертових мас коробки передач і роздавальної коробки з урахуванням увімкнених i -тої передачі коробки передач та j -тої передачі роздавальної коробки; φ_k – дійсний кут обертання ведучих коліс

Обертові маси в моделі задані моментами інерції маховика двигуна J_1 (з насосним колесом), турбінного колеса гідротрансформатора J_T , коробки передач $J_{КП}$ і роздавальної коробки $J_{РК}$ та обертової маси, еквівалентної поступальній масі машини з вантажем $J_{СЛМ}$.

Це найпростіша модель, оскільки низкою обертових мас (головних передач, колісних редукторів та ін.) знехтувано. Вона є нерозгалуженою: обертові маси переднього й заднього, а також відповідні маси лівих і правих сторін ведучих мостів, додаються. Для детальнішого дослідження динамічних процесів у трансмісії, розрахункову модель можна ускладнити. Наявність механічної частини гідромеханічної трансмісії на схемі відображено шестірневими передачами, де: $u_{кни}$ – передатне число коробки передач на i -тій увімкненій передачі; $u_{рkj}$ – передатне число роздавальної коробки на j -тій передачі; u_o і $u_{кр}$ – передатні числа, відповідно, головної передачі та колісних редукторів. Загальне передатне число трансмісії визначають як $u_{mpij} = u_{кni} \cdot u_{рkj} \cdot u_o \cdot u_{кр}$.

Загально прийнято попередню схему замінювати схемою зведеної до вала двигуна розрахунковою моделлю, у якій дійсні інерційні, пружні й дисипативні параметри елементів машини замінюються зведеними [3]. Схему прийнятої зведеної розрахункової моделі подано на рис. 2.

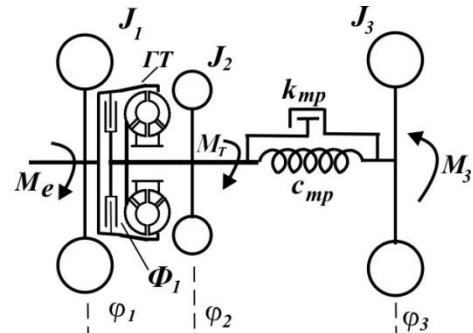


Рис. 2. Схема зведеної розрахункової моделі поступального руху лісової машини з гідромеханічною трансмісією: J_1 – момент інерції маховика двигуна з насосним колесом та фрикціоном Φ_1 для блокування гідротрансформатора; J_2 – зведений момент інерції турбінного колеса ГТ з обертовими масами коробки передач і роздавальної коробки; J_3 – зведений момент інерції коліс і поступальної маси машини; c_{mp} , k_{mp} – зведені коефіцієнти крутильної жорсткості та в'язкого опору карданих валів, півосей ведучих мостів і шин ведучих коліс; φ_1 – кут повороту вала двигуна; φ_2 – кут повороту турбінного колеса ГТ; φ_3 – зведений кут повороту ведучих коліс

Під час визначення зведеного моменту інерції J_2 беруть до уваги момент інерції турбінного колеса та обертові маси коробки передач і роздавальної коробки з урахуванням передатних чисел увімкнених передач:

$$J_2 = J_T + \frac{J_{КП}}{u_{кни}^2} + \frac{J_{РК}}{(u_{кни} \cdot u_{рkj})^2}. \quad (1)$$

Зведений момент інерції, що еквівалентний поступальній масі машини з урахуванням моментів інерції ΣJ_k усіх коліс, під час перемикання передач, визначають за формулою:

$$J_3 = \frac{(m + m_Q) \cdot r^2 + \Sigma J_k}{u_{mpij}^2} \quad (2)$$

Зведені кути й кутові швидкості обертових мас залежать від передатних чисел між ними й валом турбіни:

$$\varphi_2 = \varphi_T; \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_T; \varphi_3 = \varphi_k \cdot u_{mpij}; \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_k \cdot u_{mpij} \quad (3)$$

Зведений момент опору рухові M_3 визначають з урахуванням загального передатного числа u_{mpij} на увімкненій передачі та коефіцієнта корисної дії механічної частини трансмісії η_{mp} . Для трельовального трактора його визначають за формулою:

$$M_3 = \frac{M_f + M_i + M_{f2}}{u_{mpij} \cdot \eta_{mp}} \quad (4)$$

де: M_f, M_i і M_{f2} – моменти опору, відповідно, коченню і підйому трактора та опору ковзання вершини пакета деревини. Зведені коефіцієнти крутильної жорсткості визначають з умови рівності потенціальних енергій дійсних і зведених крутильних жорсткостей з урахуванням передатних чисел до вала зведення [3]. Зведена податливість валів трансмісії і шин повинна дорівнювати сумі їхніх зведених податливостей:

$$\frac{1}{c_{mp}} = \frac{(u_{xni} u_{psj})^2}{c_{кар}} + \frac{(u_{ni} u_{psj} u_o)^2}{c_n} + \frac{u_{mpij}^2}{c_{ш}} \quad (5)$$

Із залежності (5) можна легко визначити зведену жорсткість c_{mp} на кожній з передач.

Щоби скласти рівняння руху лісової машини проаналізуємо підсистему моделі "двигун – гідротрансформатор". Гідротрансформатор задамо двома функціями його передатного відношення $i_{ГТ}$: коефіцієнтом трансформації $K(i_{ГТ})$ і коефіцієнтом корисної дії $\eta(i_{ГТ})$. Під час руху лісової машини передатне відношення змінюється, оскільки є відношенням кутових швидкостей вала турбіни та колінчастого вала двигуна $i_{ГТ} = \dot{\varphi}_2 / \dot{\varphi}_1$ (або відношення частоти обертання вала двигуна n та частоти обертання турбіни n_2 , яка обертає первинний вал коробки передач). Крутний момент двигуна M_e витрачається на додання інерційного моменту маховика $J_1 \ddot{\varphi}_1$ та моменту опору гідротрансформатора. Беручи до уваги втрати у гідротрансформаторі, момент опору можна задати $M_{on} = M_e (1 - \eta_{ГТ})$. З боку турбіни на вал трансмісії діятиме момент $M_T = K \cdot M_e$, де K – поточне значення коефіцієнта трансформації гідротрансформатора. Розрахункова модель має три ступені вільності. Отже, прийнявши за узагальнені координати кути повороту обертових мас зведеної розрахункової моделі φ_1, φ_2 і φ_3 , можна записати рівняння руху у вигляді

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_e - (1 - \eta_{ГТ}) M_e; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + k_{mp} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{mp} (\varphi_2 - \varphi_3) &= K \cdot M_e; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - k_{mp} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_{mp} (\varphi_2 - \varphi_3) &= -M_3. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Для підвищення коефіцієнта корисної дії гідромеханічної трансмісії передбачають примусове блокування ГТ за допомогою фрикціона Φ_f . Він вмикається, коли передатне відношення ГТ наближається до одиниці. Тоді перше й друге рівняння об'єднуються, оскільки обертові маси J_1 та J_2 обертаються разом, а гідротрансформатор не працює

$$(J_1 + J_2) \ddot{\varphi}_1 + k_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = M_e \quad (7)$$

Формули для обчислення функцій $K = K(i_{ГТ})$ і $\eta_{ГТ} = \eta_{ГТ}(i_{ГТ})$ можна отримати шляхом апроксимації кривих безрозмірної характеристики гідротрансформатора, який відповідає заданій марці двигуна [4]. Зокрема, двигуну СМД-62 колісного трактора Т-157Н відповідає гідротрансформатор ЛГ-400-36, результати апроксимації безрозмірної характеристики якого зображено на рис. 3.

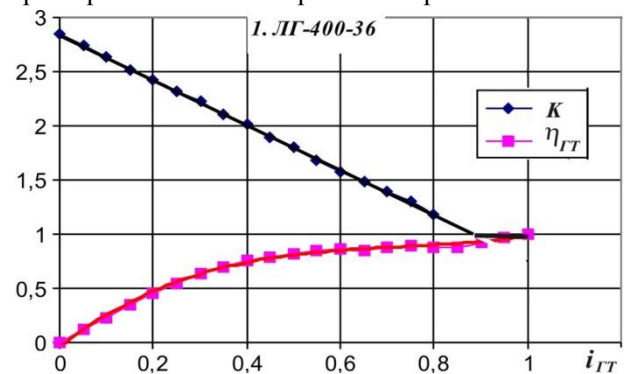


Рис. 3. Результати апроксимації залежності коефіцієнтів трансформації та корисної дії гідротрансформатора ЛГ-400-36 від передатного відношення $i_{ГТ}$: $K = -2,078 i_{ГТ} + 2,839$; $\eta_{ГТ} = 1,9 i_{ГТ}^3 - 4,198 i_{ГТ}^2 + 3,32 i_{ГТ} - 0,0372$

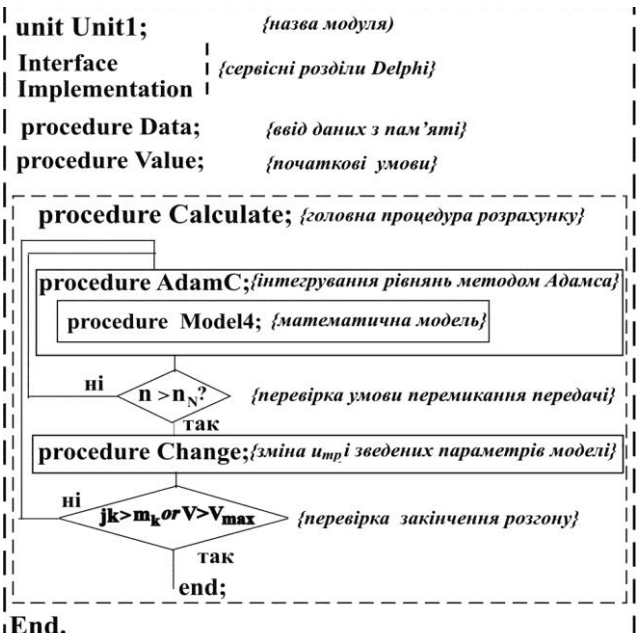


Рис. 4. Структура основного програмного модуля Unit1 розрахунку руху машини

На підставі диференціальних рівнянь (6) і аналітичного опису функцій $K(i_{ГТ})$, $\eta_{ГТ}(i_{ГТ})$ та залежностей для обчислення зміни моменту двигуна M_e під час руху з місця й розгону машини, а також моментів опору коченню M_f і підняттю M_i та ін.,

розроблено комп'ютерну програму розрахунку поступального руху лісової машини з гідромеханічною трансмісією. Розв'язок рівнянь у вигляді функцій часу t узагальнених координат і їхніх похідних дає змогу обчислювати основні параметри поступального руху лісової машини: швидкість $v(t) = 3,6 \cdot (r \cdot \varphi_3(t)) / (u_{mp})$, пройдений шлях $S(t) = \varphi_3(t) \cdot r$, а також годинну витрату пального і транспортну продуктивність. Розроблена у середовищі Delphi комп'ютерна програма дає змогу проводити імітаційне моделювання й досліджувати рух машини у різних умовах.

Структуру основного модуля програми подано на рис. 4. Назва модуля та назви його стандартних розділів у середовищі Delphi визначаються автоматично. Назви спеціально розроблених процедур основного модуля прийнято самостійно. Зокрема це процедури Data і Value, які забезпечують введення вхідних даних і обчислення значень усіх змінних, що відповідають початковим умовам. Головна процедура Calculate слугує для розрахунку руху обертових мас

трансмісії, тобто обчислення, шляхом числового інтегрування, розв'язків рівнянь $\varphi_1(t)$, $\varphi_2(t)$, $\varphi_3(t)$ як функцій часу, а також поступальної швидкості й пройденого шляху машини. Залежно від марки вибраного гідротрансформатора, процедура вибирає рівняння і обчислює поточні значення $i_{ГТ}$ та функцій $K = K(i_{ГТ})$ і $\eta_{ГТ} = \eta_{ГТ}(i_{ГТ})$, а також зберігає у пам'яті результати розрахунку процесу руху на заданому відріzkі часу.

Процедура Calculate, у циклі з кроком $dt = 0,0005$ с, викликає процедуру AdamC для числового інтегрування системи диференціальних рівнянь методом Адамса. Коли частота обертання вала двигуна n наближається до номінальної n_N , то у коробці передач відбувається автоматичне перемикання передач на вищу. Процедура AdamC, своєю чергою, викликає процедуру Model, яка охоплює систему рівнянь (6) та математичні залежності для обчислення поточних значень величин M_e , M_f і M_i .

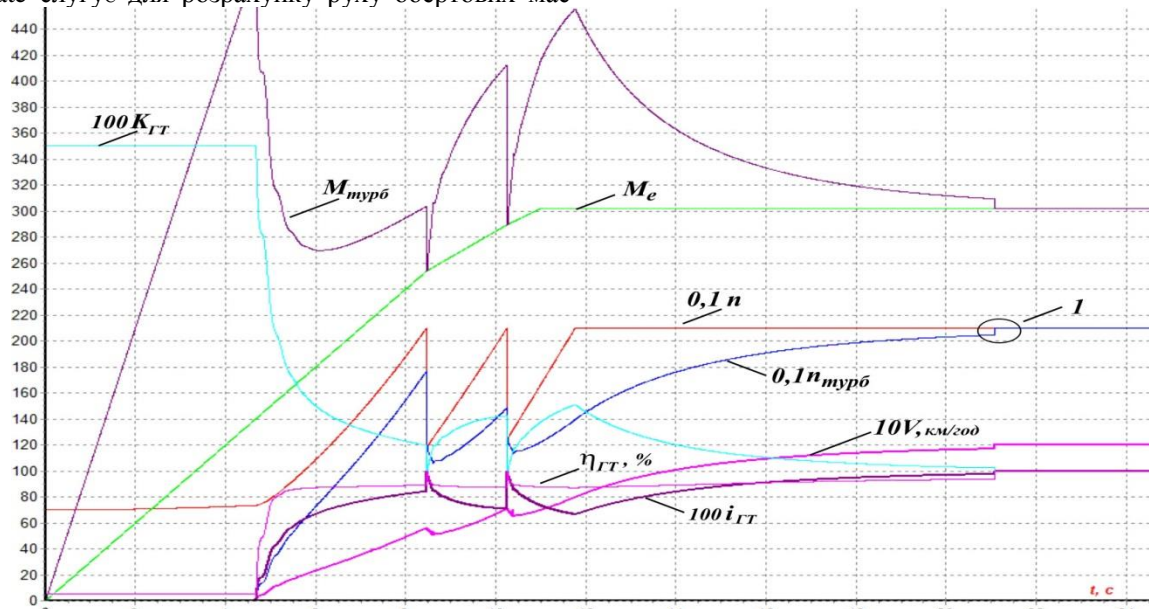
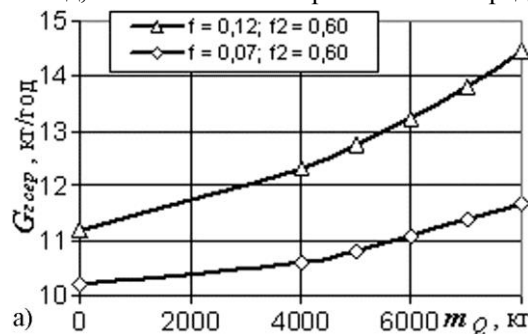


Рис. 5. Результати моделювання розгону з місця і руху на досягнутій швидкості трелювального трактора з гідромеханічною трансмісією (потужність двигуна – 128,7 кВт; маса пакета деревини 8 т; коефіцієнт опору кочентю поверхні $f = 0,07$): $K_{ГТ}$ – коефіцієнт трансформації гідротрансформатора; $M_{турб}$ – момент турбіни ГТ; M_e – крутний момент двигуна; n і $n_{турб}$ – частота обертання вала двигуна і вала турбіни; $\eta_{ГТ}$ – коефіцієнт корисної дії ГТ; $i_{ГТ}$ – передатне відношення ГТ; I – момент блокування ГТ

Процедура Change змінює передатне число трансмісії та обчислює відповідні параметри зведеної розрахункової моделі та нові початкові умови для розв'язування рівнянь (6). Для отримання результатів розрахунку у вигляді графіків (рис. 5) або таблиць служать окремі модулі комп'ютерної програми Unit2 та Unit3.

Результати. Користуючись розробленою програмою можна шляхом імітаційного моделювання досліджувати параметри руху та основні тягово-експлуатаційні властивості лісових машин з гідромеханічною трансмісією. На рис. 6 подано результати імітаційного моделювання руху трелювальної машини (скідера) та сортиментовоза (форвардера) на базі трактора ХТЗ-17221. Трансмісія має комплексний гідротрансформатор і чотириступеневу коробку передач. Розгін скідера з пакетом деревини здійснюється до максимальної

швидкості $v_{max} = 12$ км/год, а форвардера – до $v_{max} = 29,6$ км/год, з автоматичним перемиканням передач.



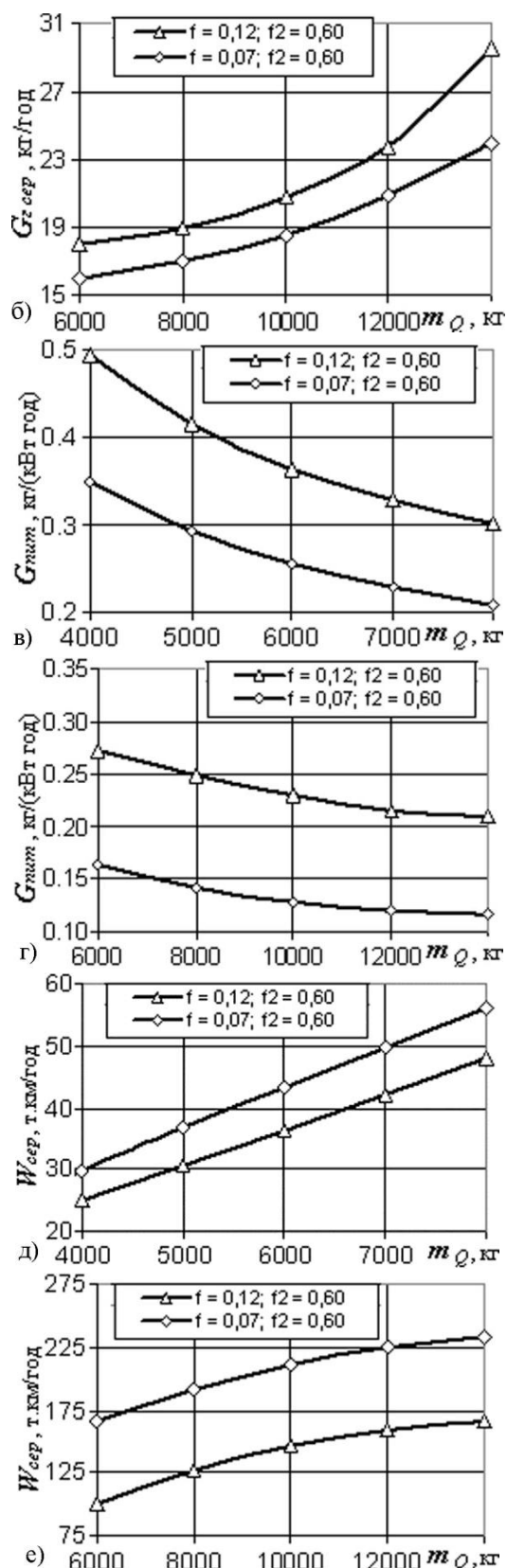
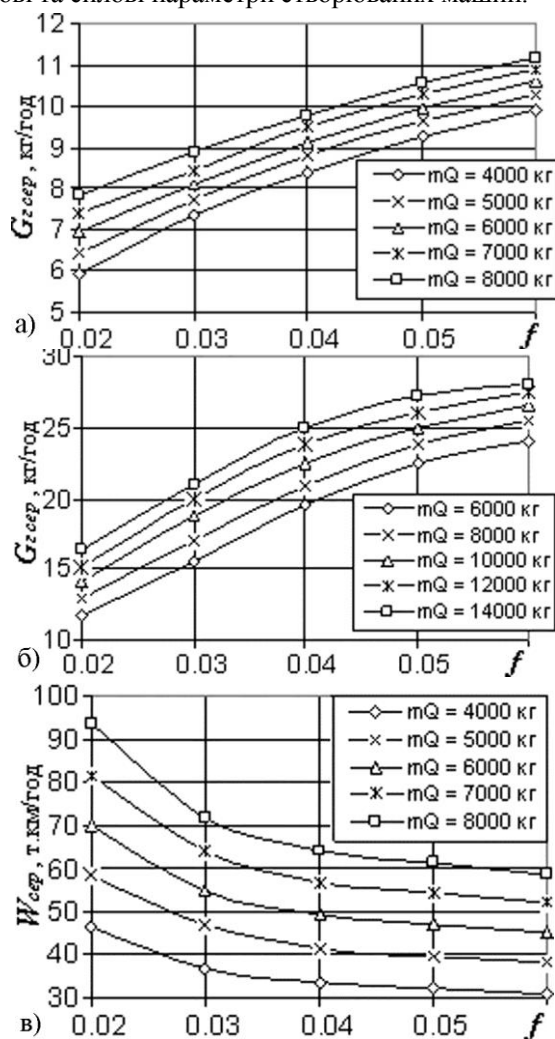


Рис. 6. Залежності годинної $G_{z\text{сер}}$ (а, б), питомої $G_{\text{ним}}$ (в, г) витрати пального і середньої транспортної продуктивності $W_{\text{сер}}$ (д, е) скідера (а, в, д) та форвардера (б, г, е) від маси пакета деревини m_Q : $f_1 f_2$ – коефіцієнти відповідно опору коченню трактора і опору ковзанню вершини пакета (на одиницю виконаної транспортної роботи)

Для детального аналізу процесу рушання з місця та розгону, окрім графіка зміни швидкості v , як основного параметра руху машини, програма виводить низку графіків, які характеризують роботу двигуна та гідротрансформатора. Це дає змогу наочно аналізувати зміну крутних моментів і частоти обертання вала двигуна і турбінного колеса ГТ, а також зміну передатного відношення $i_{ГТ}$ та коефіцієнта корисної дії $\eta_{ГТ}$ гідротрансформатора як під час розгону, так і під час рівномірного руху.

Для аналізу впливу рейсового навантаження (маси пакету деревини) і опору руху на середню годинну витрату пального та транспортну продуктивність проведено імітаційне моделювання розгону трельовального трактора і тракторного сортиментоза на лісосіці з різними коефіцієнтами опору коченню f та з різним рейсовим навантаженням m_Q . За результатами моделювання побудовано низку графіків (рис. 7). Їх аналіз дає змогу обґрунтувати вибір оптимального рейсового навантаження і такі параметри машини, як власну масу, потужність двигуна, передатні числа трансмісії. Це дає змогу модернізувати існуючі лісові машини та обґрунтувати вагові та силові параметри створюваних машин.



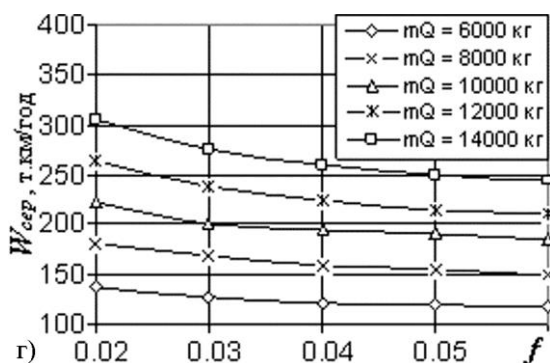


Рис. 7. Залежності середньої годинної витрати пального $Q_{сер}$ (а, б) і середньої транспортної продуктивності $W_{сер}$ (в, г) скідера (а, в) та форвардера (б, г) від коефіцієнта опору коченню f поверхні лісосіки і рейсового навантаження m_Q за час розгону до v_{max}

Висновки. Розроблена математична модель та комп'ютерна програма дають змогу проводити імітаційне моделювання поступального руху лісових машин з гідромеханічною трансмісією та різними ваговими й силовими параметрами і можуть слугувати достатньо точним інструментом оптимального проектування нових та модернізації існуючих лісових машин. Це істотно може знизити витрати на проектування та експериментальні дослідження лісотransпортних засобів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1990. – 352 с.
2. Коралевски Г. Моделирование режимов движения автомобиля для их использования в системах переключения передач / Гжегож Коралевски // Проектування, виробництво та експлуатація автотransпортних засобів і поїздів : зб. наук. праць. – Львів, 2006. – Вип. 9. – С. 50-57.
3. Білик Б.В. Теорія самохідних лісових машин : навч. посібн. / Б.В. Білик, М.Г. Адамовський. – Київ-Львів : Вид-во ІЗМН, 1998. – 156 с.
4. Білик Б.В. Проектування самохідних лісових машин : навч. посібн. / Б.В. Білик, М.Г. Адамовський. – К. : Вид-во ІЗМН, 2004. – 208 с.
3. Шапиров В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов / В.М. Шапиров. – М. : Изд-во МГТУ "МАМИ", 2002. – 300 с.

Б.В. Білик, Н.М. Борис

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЛЕСНЫХ МАШИН С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Разработано математическую модель и компьютерную программу расчета поступательного движения колесной лесной машины с гидромеханической трансмиссией. Представлены результаты имитационного моделирования трогания с места и разгона колесного трелевочного трактора и тракторного сортиментовоза, а также их движения с постоянной скоростью на разных передачах, со сменными рейсовой нагрузкой и передаточными числами трансмиссии. Получены зависимости среднего часового и удельного расхода горючего, а также транспортной производительности во время разгона машин с учетом величины рейсовой нагрузки и сопротивления движению поверхности лесосеки.

Ключевые слова: лесная машина, гидротрансформатор, трансмиссия, математическое моделирование, компьютерная программа, часовой расход горючего, транспортная производительность.

B. V. Bilyk, M. M. Borys

SIMULATION MODELING OF MOTION OF FOREST MACHINES WITH HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

The mathematical model and computer program for calculating forward motion of the wheeled forest machine with hydromechanical transmission are made. It is given the results of simulation modelling moving from a place and acceleration wheeled trailing tractors and forwarder, and their movement with steady speed on different transmission, with varying scheduled load and numbers quantity transmission. Obtained dependence on the average hourly and specific fuel consumptions and transport productivity during an machines acceleration studied considering a value of regular-route loading and movable surface resistance of felling area.

Keywords: forest machine, torque, transmission, mathematical modelling, computer program, hourly fuel consumption, transport productivity.

