

5. ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ГАЛУЗІ

УДК 630.*0377

*Проф. В.М. Голубець, д-р техн. наук; проф. Є.М. Лютий,
д-р техн. наук; проф. М.П. Мартинців, д-р техн. наук –
НЛТУ України, м. Львів*

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДУ АНАЛІЗУ РОБОТИ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ДЛЯ ОСВОЄННЯ ГІРСЬКИХ ЛІСІВ

Запропоновано метод дослідження роботи машин та механізмів для освоєння гірських лісів. Розроблено загальну схему для реалізації такого методу.

Складено рівняння руху, які можуть бути використані для визначення зусиль, що діють на окремі елементи машин при різних режимах їх роботи. Наведено методику обґрунтування основних параметрів машин та механізмів.

*Prof. V.M. Golubec, prof. E.M. Lyutiy, prof. M.P. Martinciv –
NUFWT of Ukraine, L'viv*

Development of method of analysis of work and ground of basic parameters of machines is for mastering of the mountain forests

The method of research work machines and mechanisms is offered for mastering the mountain forests. A general chart is developed for realization of such method.

Worked out equations of motion, which can be utilized for determination of efforts which operate on the separate elements machines at the different modes their work. The method of ground basic parameters machines and mechanisms is resulted.

Близько 25 % всіх світових лісових масивів розміщені на крутих схилах. Потенціальний щорічний об'єм лісозаготівель в цих лісах становить близько 700млн. м³, а заготівля становить тільки 25÷30 млн. м³, [1]. Недостатня експлуатація гірських лісів більшістю країн світу пояснюється, здебільшого, економічними аспектами. Тому при проектуванні транспортного освоєння лісових масивів першочергове місце відводиться будівництву доріг. Необхідно враховувати можливість і доцільність подальшого використання лісовозних доріг для лісового і сільського господарства, туризму та інших потреб.

Складний рельєф гірських лісів, екологічні вимоги, що ставляться при їх освоєнні, необхідність подолання ухилів, заборона суцільних рубок [2] ускладнює впровадження високопродуктивної техніки і технології, підвищує трудомісткість лісозаготівель і собівартість деревини. Тому актуальною є задача розроблення оригінальних машин та механізмів для освоєння гірських лісів і вибір їх оптимальних параметрів, що дасть змогу забезпечити економічну вигоду проведення лісозаготівель. На транспортування деревини в країнах з гірським рельєфом за останні роки широко почали використовуватися великовантажні автомобілі та форвардери, оснащені самонавантажувачами.

У лісовому господарстві передових країн світу для проведення лісозаготівельних робіт використовуються мобільні канатні установки, монорейко-

ві системи, а також харвестери та звалювальні машини – роботи [3-6]. Через впровадження нової високопродуктивної техніки актуальним є завдання наукового обґрунтування системи машин, які забезпечать виконання певного обсягу робіт з найменшими затратами, включаючи екологічні збитки, завдані довкіллю в процесі лісозаготівель. Такі дослідження проводилися цілим рядом авторів і опубліковані в роботах [7-9].

Основним показником оцінки ефективності роботи машин було прийнято мінімум приведених затрат. Приведені затрати включають вартість створення та експлуатації машин. Однак у наведених роботах не враховуються показники, які впливають на їх надійність. Машини та механізми на лісозаготівлях об'єднані в систему спільним технологічним процесом, але вони мають різні принципи роботи, масу, продуктивність та виконують різноманітні функції. Параметри таких машин повинні дозволяти реалізовувати різні технологічні схеми освоєння лісосік, які залежать від способів рубок, рельєфу місцевості, типу деревостану, запасу деревини, площі лісосіки та ін.

Надійність роботи лісових машин залежить від досконалості та рівня гнучкості функціональних вузлів і визначається способом зміни експлуатаційних параметрів залежно від умов роботи, схемою їх компонування та принципами взаємодії із основним предметом праці, яким є дерево.

Кількісну оцінку роботи окремих елементів машин можна дати, провівши аналіз швидкісного та навантажувального режимів роботи. Але це технічно складні задачі і можуть бути розв'язані в певному конкретному випадку. Тому для аналізу роботи машин доцільно використовувати розрахунково – експлуатаційні методи.

Визначення конструктивних та експлуатаційних параметрів базових моделей машин для освоєння гірських лісів ґрунтується на розрахункових моделях механізмів та машин для звалювання дерев, обрізання гілок, підтрювання, трелювання, розкрязування, навантаження, а також часткової переробки низькоякісної деревини. Моделювання роботи машин зводиться до визначення зусиль, що діють на окремі елементи при небезпечних режимах та обґрунтування основних параметрів.

Для машин та механізмів, що працюють в аналогічних умовах важливо розробити єдиний метод аналізу їх роботи, дослідження силових режимів та обґрунтування основних параметрів. Реалізацію такого методу можна виконати на основі схеми, представленої на рис. 1.

Проектування системи машин для освоєння гірських лісів є складними багатоваріантними задачами, особливість яких полягає в значній зміні зовнішніх факторів, що визначаються рельєфними умовами та видом деревостану на лісосіці, а також геометричними параметрами і технологічними вимогами до машин.

Для розроблення нових механізмів чи устаткування необхідно вибрати раціональні схеми запропонованих варіантів, встановити зв'язки між окремими елементами системи, визначити зовнішні сили, що діють на систему, а також закономірності взаємодії окремих елементів між собою.

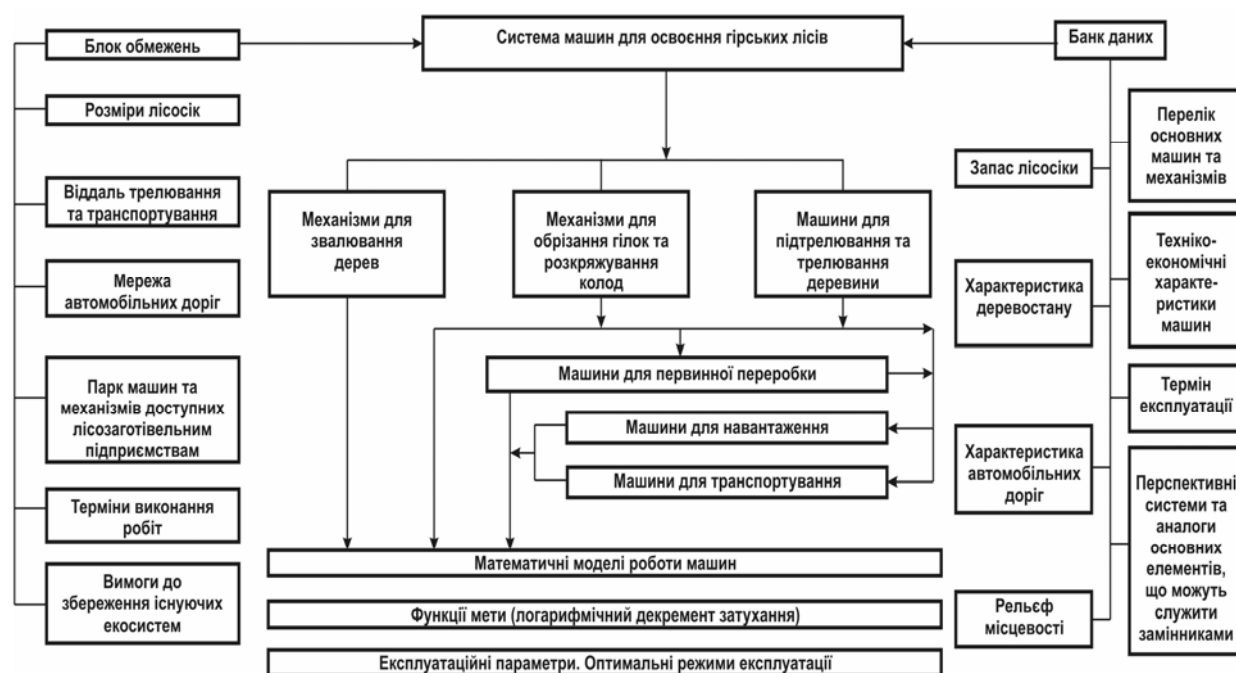


Рис. 1. Схема моделі для розроблення методу дослідження роботи системи машин на лісозаготівлях

Розробити математичну модель системи можна, взявши за основу відомі загальні теорії систем, теорії моделювання, автоматизованого проектування і конструювання машин та технічних комплексів. У наведеній роботі пропонуємо метод дослідження та аналізу роботи системи машин для освоєння гірських лісів, отриманий на основі багаторічних досліджень авторів, досвіду роботи лісогосподарів та лісозаготівельників.

Рух машин та механізмів і їх основних робочих органів можна описати рівнянням Лагранжа другого ряду, яке має такий вигляд [10, 11]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial W}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad i = 1, 2, 3, \quad (1)$$

де: $q_1 = x$; $q_2 = y$; $q_3 = \varphi$ – узагальнені координати машини, механізму або їх робочих органів; W – кінематична енергія системи; Π – потенціальна енергія системи; Φ – дисипативна функція Релея; Q_i – узагальнена сила, яка відповідає узагальненій координаті q_i .

За узагальнені координати приймають кути закручування обертових мас, та координати осей у напрямку яких вантаж рухається поступально. Кінетичну енергію системи в загальному вигляді можна представити рівнянням

$$T = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^n J_i \cdot \omega_i^2 + \sum_{j=1}^m m_j \cdot v_j^2 \right), \quad (2)$$

де: i, j – кількість мас, що здійснюють відповідно обертовий та поступальний рух; J_i, ω_i – моменти інерції та кутові швидкості відповідних мас; m_j, v_j – маси та лінійні швидкості вантажів, що здійснюють поступальний рух.

Рівняння для визначення потенціальної енергії має вигляд:

$$\Pi = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^n C_i m_i (\varphi_i - \varphi_{(i+1)}) + \sum_{j=1}^m C_j m_j (\varphi_j r_j - x_j + y_j)^2 \right], \quad (3)$$

де: C_i, C_j – поздовжні жорсткості відповідних елементів; $\varphi_i, \varphi_j, r_j$ – кути закручування та радіуси обертання відповідних мас; x_j, y_j – координати лінійних переміщень мас; m_j – маси окремих елементів.

Дисипативна функція Релея визначається з залежності:

$$\Phi = \frac{1}{2} \left[\sum_{j=1}^m V_j \cdot B_j \cdot (\dot{x}_j - \dot{\varphi}_j \cdot r_j)^2 + m_g \cdot g \cdot \eta \cdot \dot{x}^2 + t_g \cdot \varepsilon \cdot \dot{y}^2 \right], \quad (4)$$

де: V_j, B_j – відповідно коефіцієнти опору рухові та згинальні жорсткості окремих елементів машини; m_g – маса вантажу; g – прискорення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$); η – коефіцієнт опору рухові вантажу; t_g – зусилля розтягу в несучому елементі під дією вантажу; ε – відносна деформація розтягу несучого елемента; x, y – лінійні координати вантажу.

Узагальнена сила, як правило, складається з трьох складників Q_1, Q_2 та Q_3 , які визначають рух виконавчого органу механізму та робоче зусилля в його несучому елементі. Для машин, що працюють на лісозаготівлях елементи приводу мають обертовий рух тому, очевидно, в такому випадку:

$$Q_1 = 0; Q_2 = 0; Q_3 = \frac{M_{\text{дв}} \cdot i_m}{r_n \cdot \eta_m}, \quad (5)$$

де: $M_{\text{дв}}$ – крутний момент на валу двигуна; i_m – передавальне відношення механізму приводу; η_m – коефіцієнт корисної дії механізму приводу; r_n – радіус несучого елемента приводу, що здійснює обертовий рух.

Визначивши ліві частини рівняння (1), можна отримати систему рівнянь руху елементів машин або механізмів. Для складання остаточних рівнянь руху та визначення зусиль, що виникають в окремих елементах необхідно врахувати умови роботи машин, параметри "предмету праці" та конструктивні особливості двигунів.

У гірських умовах на роботу машин та механізмів значний вплив має ухил траси [12]. Довжина схилів та порядок їх чергування для заданої лісосіки може характеризуватися вимірником пересіченості поздовжнього профілю, який можна визначити з такої залежності [13]:

$$P_c = L_n \left(1 + \frac{l_n}{l_n + \frac{a}{L_n} - b} \right) + L_{cn} \cdot \frac{l_{cn}}{l_{cn} + \frac{c}{L_{cn}} - d} [\%], \quad (6)$$

де: L_n, L_{cn} – середня величина кута підйому і спуску волока чи дороги, %; l_n, l_{cn} – середня довжина підйому і спуску, м; a, b, c, d – сталі, що враховують вплив довжини підйомів і спусків на роботу машин для двигунів внутрішнього згорання, згідно з рекомендаціями, наведеними в роботі [13], вони можуть бути прийняті рівними, відповідно (30000; 100; 21600; 140).

При визначенні експлуатаційних показників машин (час руху, витрати палива, швидкість руху і т.д.) машину можна представити як матеріальну точку і розглядати рівняння руху її центра мас, тобто

$$\frac{dv}{dt} = \frac{d}{\delta \cdot G} (P_k - \sum P_o), \quad (7)$$

де: dv/dt – пришвидшення центра мас автомобіля, м/с²; $\sum P_o$ – сумарна сила опору рухові, зумовлена наявністю підйому волоку чи дороги, взаємодією коліс з дорогою, опором повітря та ін., Н; P_k – тягова сила на ведучих колесах, Н; G_m – вага машини; g – пришвидшення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

$$\delta = 1 + I_{\partial\partial} \frac{g \cdot i_T}{G_m \cdot r^2} \eta_T + \sum I_k \frac{g}{G_a} \cdot \frac{1}{r^2}, \quad (8)$$

де: $I_{\partial\partial}$ – момент інерції маховика двигуна, кг·м²; i_T – передавальне число трансмісії; r – радіус кола, м; η_T – коефіцієнт корисної дії трансмісії; $\sum I_k$ – сумарний момент інерції коліс, кг·м²;

$$\sum P_o = P_f + P_i + P_w, \quad (9)$$

де P_f – сила опору кочення коліс;

$$P_f = f G_m \cdot \cos \alpha. \quad (10)$$

де P_i – сила опору підйому дороги:

$$P_i = G_a \cdot \sin \alpha. \quad (11)$$

де P_w – сила опору повітря;

$$P_w = k \cdot F \cdot v^2. \quad (12)$$

де: f – коефіцієнт опору кочення; $G_a \cdot \cos \alpha$ – нормальна до поверхні дороги складова сили ваги машини; $G_a \cdot \sin \alpha$ – паралельна до поверхні дороги складова сили ваги машини; k – коефіцієнт опору рухові повітря, $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$; F – площа найбільшого поперечного перерізу машини, м²; v – швидкість машини, м/с.

Тягове зусилля, яке підводиться до приводних коліс, залежить від експлуатаційного обертового моменту M_e (експлуатаційної потужності N_e), передавального відношення в трансмісії i_T , її ККД η_T та радіуса кочення колеса r .

Тягове зусилля можна визначити з залежності:

$$P_k = M_e \cdot \frac{i_T}{r} \cdot \eta_T - P_v, \quad (13)$$

або
$$P_k = 9,55 \cdot 10^3 \frac{N_e \cdot i_T}{n \cdot r} \cdot \eta_T - P_v \quad (14)$$

де: n – частота обертання вала двигуна, хв⁻¹; P_v – гідравлічні втрати в трансмісії:

$$P_v = a_p + K_p \cdot V,$$

де: a_p, K_p, T – сталі коефіцієнти, які залежать від типу двигуна; V – швидкість руху машини, м/с.

Діапазон можливих значень ефективного обертового моменту M і ефективної потужності N обмежується кривими M_e та N_e , а також M_Γ і N_Γ (рис. 2). M_m і N_m – максимальні значення; $n_{\min}$ і $n_{\max}$ – мінімальні і максимальні допустимі частоти обертання. Криві $M = M_e(n)$ і $N = N_e(n)$ характеризують зміну обертового моменту і потужності залежно від частоти обертання валу двигуна n . Це зовнішні швидкісні характеристики двигуна. Криві $M = M_\Gamma(n)$ і $N = N_\Gamma(n)$ відображають характеристики двигуна на гальмівних режимах.

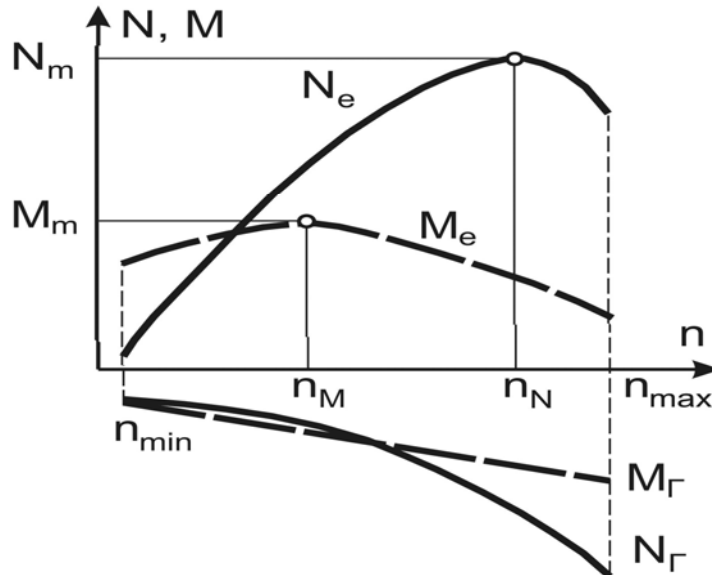


Рис. 2. Зовнішні швидкісні тягова та гальмівна характеристики двигуна

Ефективність роботи лісової машини залежить від довговічності та матеріаломісткості її основних елементів. Особливо небезпечним при роботі таких систем є можливість виникнення резонансу.

У процесі експлуатації параметри машин змінюються в широкому діапазоні, тому ймовірність виникнення резонансу зберігається навіть при правильному виборі окремих елементів, особливо при перехідних режимах роботи (пуск та гальмування). У таких випадках, для уникнення аварійних ситуацій, необхідно забезпечити відношення логарифмічного декременту коливання до власної частоти коливань системи $\alpha = 2\delta / K > 0,5$.

При такому значенні α динамічний коефіцієнт системи приймає мінімальні значення.

Логарифмічний декремент коливання можна визначити з залежності:

$$\delta = l_h \frac{A_m}{A_{m+1}}, \quad (16)$$

де A_m, A_{m+1} – дві сусідні амплітуди вільних затухаючих коливань.

Функція α може служити функцією мети при виборі оптимальних параметрів машини. Зміну амплітуди коливань можна визначити на основі експериментальних досліджень. Іншим способом оцінки властивостей затухання коливань системи є співставлення енергій системи, що розсіюється за один період з найбільшою потенціальною енергією циклу. Тоді декремент коливання можна визначити з виразу:

$$\delta = \frac{1}{2} \frac{\Delta P}{P_m}, \quad (17)$$

де: ΔP – розсіювання енергії за один період коливання; P_m – найбільша потенціальна енергія циклу.

Основний предмет праці дерево та стовбур характеризується рядом параметрів, які визначаються експериментально [12].

Параметри дерев та стовбурів є основою для вибору типу та вантажо-підймальності основних машин. Між основними діаметрами стовбура існує залежність:

$$d_g = c \cdot d_{1,3} \quad (18)$$

де: d_g – діаметр відземка, (см); c – коефіцієнт, що залежить від породи, (для сосни $c = 1,27$; смереки $c = 1,25$; берези $c = 1,21$; осики $c = 1,16$).

Взаємозв'язок між діаметрами стовбурів та їх довжинами описується таким кореляційними рівняннями: для смереки – $l_c = a \cdot d_g - v \cdot d_g + c_1$; для сосни – $l_c = a \cdot d_g + c_1$; для осики – $l_c = a \cdot d_g - v \cdot d_g^2$

Відповідно коефіцієнти a, v та c_1 приймають наступні значення: для смереки $a = 0,680$; $v = 0,0047$; $c_1 = 1,45$; для сосни $a = 0,246$; $c_1 = 9,20$; для берези $a = 1,00$; $v = 0,0134$; $c_1 = 0,40$.

Об'єм стовбура може бути знайдено з таксаційних таблиць або із залежності

$$g_c = \frac{P d_{1,3}^2}{4} \cdot l_c \cdot K_\phi, \quad (19)$$

де: K_ϕ – коефіцієнт, що враховує форму стовбура (для сосни та смереки $K_\phi = 0,52$; для берези $K_\phi = 0,46$).

Маса стовбура рівна:

$$m_c = q_c \cdot \delta_d, \quad (20)$$

де δ_d – середня щільність деревини, т/м³.

Відстань від відземкового зрізу до центра ваги стовбура становить:

$$h_c = 0,37 l_c. \quad (21)$$

Момент інерції стовбура відносно осі зрізання можна визначити з залежності:

$$I_k = I_c + m_c \cdot h_c^2, \quad (22)$$

де I_c – момент інерції стовбура відносно осі, що проходить через його центр ваги.

Залежно від характеру роботи машин визначають зусилля різання, пиляння та розколювання, які підставляють в залежність (1÷5). Технологічний процес лісосічних робіт визначається числом операцій, їх характером та послідовністю виконання.

Створити ефективну систему машин на лісозаготівлях можна використавши метод багатокритеріальної оптимізації.

Для пошуку максимуму $X_{\max}$ і оптимальних значень $X_{i\text{opt}}$ ($i=1 \div n$), що забезпечить цей максимум можна скористатися методом невизначених множників Лагранжа. Для цього утворюють допоміжну функцію

$$\Phi(x_i) = f(x_i) + \lambda [F(x_i) - C_i], \quad (23)$$

де: $F(x_i) \leq C_i$, ($i=1 \div n$) певні обмеження функції; $X = f(x_i)$ – узагальнений критерій; λ – невизначений множник.

Для визначення оптимальних значень порівнюються до нуля всі частини похідної цієї функції за критеріями x_i :

$$\frac{\partial \Phi(x_1, x_2, \dots, x_n)}{\partial x_j} = \frac{\partial f(x_1, x_2, \dots, x_n)}{\partial x_j} + \lambda \frac{\partial F(x_1, x_2, \dots, x_n)}{\partial x_j}, \quad j = \overline{1, n}. \quad (24)$$

Унаслідок такого запису отримують n рівнянь з $n+1$ невідомими. Враховуючи обмеження функції, можна розв'язати таку систему, де спільний розв'язок дає оптимальні значення часткових критеріїв і екстремум узагальненого критерію. Такий метод дасть змогу вибрати найбільш ефективну систему машин, обґрунтувати їх параметри і забезпечити надійність роботи при різних режимах експлуатації.

Література

1. Воробьев Г.И., Мухамедшин К.Д., Девяткин Л.М. Лесное хозяйство мира. – М.: Лесн. пром-сть, 1984. – 352 с.
2. Правила рубань в гірських лісах Українських Карпат. – К.: Держком. лісов. госп., 2003. – 24 с.
3. Integrated Environmental and Economic Accounting, United Nations. – New York, 2003. – 561 p.
4. Дейнека А. Гірські ліси під особливою увагою// Лісовий і мисливський журнал. – 2000, № 2. – С. 13-14.
5. Український ліс сьогодні: Інтерв'ю з Головою Держкомлісгоспу України В.І. Самоплавським// Лісовий і мисливський журнал. – 2000, № 1. – С. 2÷6.
6. Стиранівський О.А. Основи екологізації лісозаготівлі та транспортування лісу. – Львів: РВВ НЛТУ України. – 2008. – 104 с.
7. Мартинців М.П., Бадера Й.С., Ковальчик О.Т. Аналіз роботи та принцип формування структури проектування машини для освоєння гірських лісів// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУ України. – 2006, вип. 16.5. – С. 59-62.
8. Бадера Й.С. Теоретичні основи вибору системи машини для освоєння гірських лісів// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУ України. – 2006, вип. 16.5. – С. 62-68.
9. Мартинців М.П., Матюхіна Т.З. Розробка методу формування альтернативних варіантів системи машини для лісозаготівель// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУ України. – 2007, вип. 17.7. – С. 120÷123.
10. Вейц В.Л., Кичура А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. – Л.: Машиностроение, 1971. – 353 с.
11. Голубець В.М., Лютий Є.М., Мартинців М.П., Барияк В.В. Основні напрями дослідження роботи і вдосконалення конструкцій несучих і тягових канатних систем// Вісник технологічного університету "Поділля". Частина 1. Технічні науки. – Хмельницький: ТУ "Поділля". – 2002, вип. 6. – С. 155÷159.
12. Шкіря Т.М. Технологія і машини лісосічних робіт. – Львів: Тріада плюс. 2003. – 352 с.
13. Нефедов А.Ф., Высочин Л.Н. Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей. – Львов: Вища шк., 1976. – 160 с.