

Список літератури:1. Владиславлев Л.А. Вибрация гидроагрегатов ГЭС.– М., 1972. – 175 с. 2. Грянко Л.П., Зубарев Н.И., Умов В.А. Обратимые гидромашинны. – Л., 1981. – 288 с. 3. Фужумаса К., Инауэ С., Мадагуги Х. Исследование высоконапорного и высокопроизводительного радиально-аксиального турбонасоса. – Пер. с яп. – Мицубиси Дзюхо Тихо, – 1973. – т.10, №1.– С. 31 – 40. 4. Завьялов П.С., Гришин А.М. Некоторые результаты исследования пульсаций давлений в обр-атимой гидромашине – Вестник ХПИ: Гидравл. машины. – 1983. – Вып. 17. – С. 30 – 34. 5. Дей-ли Д.У. Взаимосвязь кавитации насосов большой мощности с вибрацией и разрушениями. 8 сим-позиум МАГИ. Секция по гидромашинам, оборудованию и кавитации. – Ленинград. 6 – 9 сентя-бря 1976. – С. 109 – 133. 6. Грянко Л.П., Папиря А.Н. Лопастные насосы. – Л., – 1975. – 430 с. 7. Ершов В.Н. Неустойчивые режимы турбомашин. – М., 1966. – 179 с. 8. Rookett J.A. Modulation phenomena in stall propagation / J.A. Rookett. – "Tr. ASME", D.81, 1959. – №3. 9. Завьялов П.С., Рыжов С.А. Низкочастотные пульсации давления в насосном режиме обратимых гидромашин / П.С. Завьялов, С.А. Рыжов. – Вестник ХПИ: Гидравл. машины, – 1992. – Вып. 26. – С. 85 – 90.

Bibliography (transliterated): 1. Vladislavlev, L. A. *Vibracija gidroagregatov GJeS*. Moscow, 1972. Print. 2. Grjanko, L. P., N. I. Zubarev and V. A. Umov. *Obratimye gidromashiny*. Lviv, 1981. Print. 3. Fukumasa, K., S. Inauje and X. Madaguti. "Issledovanie vysokonapornogo i vysokoproizvoditel'nogo radial'no-aksial'nogo turbonasosa." *Per. s jap. Micubisi Dzjuho Tiho*, Vol. 10. No. 1. 1973. 31–40. Print. 4. Zav'jalov, P. S., and A. M. Grishin. "Nekotorye rezul'taty issledovanija pul'sacij davlenij v obratimyj gidromashine." *Vestnik KhPI. Ser.: Gidravl. mashiny*. No. 17. 1983. 30–34. Print. 5. Dejli, D. U. "Vzaimosvjaz' kavitacii nasosov bol'shoj moshhnosti s vibraciej i razrushenijami." *8 simpozium MAGI. Sekcija po gid-romashinam, oborudovaniju i kavitacii*. Leningrad, 1976. 109–133. Print. 6. Grjanko, L. P., and A. N. Papira. *Lopastnye nasosy*. Lviv, 1975. Print. 7. Ershov, V. N. *Neustojchivye rezhimy tur-bomashin*. Moscow, 1966. Print. 8. Rookett, J. A. "Modulation phenomena in stall propagation." *Tr. ASME*. No. 3. D.81, 1959. Print. 9. Zav'jalov, P. S., and S. A. Ryzhov. "Nizkochastotnye pul'sacii dav-lenija v nasosnom rezhime obratimyh gidroma-shin." *Vestnik KhPI. Ser.: Gidravl. Mashiny*. No. 26. 1992. 85–90. Print.

Надійшла (received) 27.05.2014

УДК 630*377.4:531.8

О.С. МАЧУГА, канд. фіз.-мат. наук, доц., НЛТУ України, Львів

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ЛІСОЗАГОТІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ РОБОТИ НА ТЕРИТОРІЯХ З УХИЛОМ. ЧАСТИНА 2. РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ПРАКТИЧНИХ ЗАДАЧ

Запропоновано методику інженерних розрахунків робочих характеристик лісозаготівельних машин – харвестерів: потужності двигуна та опорних реакцій. Методика базується на використанні рівнянь попередньо розробленої математичної моделі руху механізму площиною з ухилом, поєднаного із виконанням технологічних операцій. Розглянуто тестові приклади розрахунку, результати яких важливі для вибору відповідної до умов експлуатації техніки та коригування технологічних операцій лісозаготівлі для раніше придбаних механізмів.

Ключові слова: інженерні розрахунки, лісозаготівельна машина, потужність двигуна, опорні реакції, вибір техніки, коригування операцій лісозаготівлі.

© О. С. Мачуга, 2014

Вступ. Використання рівнянь математичної моделі, запропонованої в роботі [1], дозволяє визначати характеристики харвестерів та інших механізмів, які працюють на територіях з ухилом, у залежності від планованих режимів роботи та характеристик поверхні руху, що є особливо важливим для вибору необхідної техніки та планування способів експлуатації наявних механізмів. Можливість вибору стосується потужності двигуна механізму, типорозміру його рушіїв і, як буде показано пізніше, модифікацій конструкції рами.

Постановка задачі. У загальному випадку тривісний механізм із начепним знаряддям рухається довільним напрямком похилої території так, що начіпне знаряддя утворює наперед невідомий кут із напрямом руху. Як приклад, це рух лісозаготівельного комбайна – харвестера, описаний в роботі [1]. Визначення тягових характеристик такого механізму, опорних реакцій ґрунту передбачається із рівнянь моделі (22), (25), (31), (32), (33), (35), обґрунтованих у цій же роботі. Для тестових прикладів використовуватимуться харвестери [2 – 5], деякі технічні характеристики яких наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Окремі технічні характеристики деяких типів харвестерів

Харвестер	Потужність двигуна, кВт	Вага, кН	Вага I сек. маніпулятора, кН	Вага II сек. маніпулятора, кН	Вага хар. головки, кН	Довж. I сек. маніпулятора, м	Довж. II сек. маніпулятора, м	Ширинна колії b , м	База a , м
Valmet 911.3	170	159,7	4,6	3,5	12,2	5	5	2,72	4,15
Амкодор 2551	132,3	147	4,2	3,3	12,1	5	4,5	2,9	4,0
МВР Белін коммаш	59,5	67,1				4	3	2,1	3,7
Timberjack 1270D	160	142,7	4,4	3,5	13,5	6,7	5,1	2,74	4,3

Потужнісний аналіз. У випадку заданої потужності двигуна харвестера, рівняння (22) роботи [1] служить для визначення граничного ухилу α лісосіки та кутів β , γ , φ , за яких цей харвестер може виконувати транспортну та виробничу функції. Розглянемо харвестер Valmet 911.3 з головою 360.2, технічні дані якого подано у зведенні [2]. Припустимо, що під час виконання операцій виробничої функції максимальна швидкість руху механізму $v_{\max} = 5 \text{ км/год} = 1,38 \text{ м/с}$. У випадку горизонтальної лісосіки ($\alpha = 0$) приймаючи узагальнений коефіцієнт опору $f = 0,1$, з рівняння силового балансу (4) роботи [1] отримується значення максимальної потужності двигуна під час виконання лише транспортної функції: $N_{TP} = 117 \text{ кВт}$. Потужність двигуна Valmet 911.3 становить 170 кВт, що достатньо для руху харвестера горизонтальною лісосікою. Із співвідношення (3) роботи [1] обчислено максимальний ухил лісосіки, який може подолати харвестер без виконання виробни-

чої функції. З цією метою будується залежність динамічного фактора $D = D(\alpha)$ для $\beta = 0$. Точка перетину графіка $D = D(\alpha)$ з прямою $D_0 = (170 \cdot 0,95) / (1,38 \cdot 159,7) = 0,732$ (рис. 1) визначає максимальне значення кута ухилу лісосіки α_{MAX} , який може подолати харвестер Valmet 911.3 під час висхідного руху.

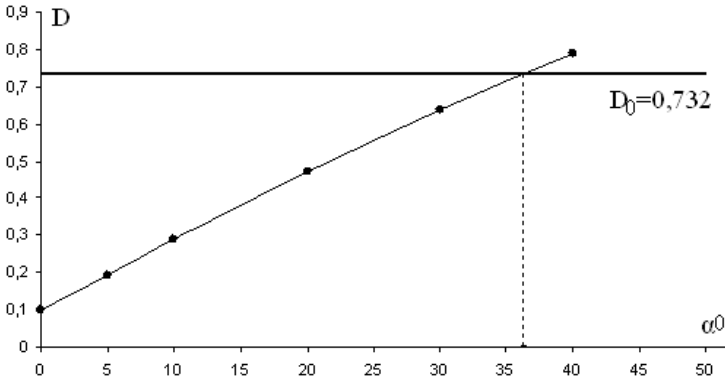


Рис. 1 – Визначення максимально допустимого кута ухилу лісосіки для висхідного руху Valmet 911.3 зі швидкістю $v = 5$ км/год.

Значення максимально допустимого кута ухилу лісосіки, отримане графічним будованням на рис. 1 – $\alpha_{max} = 36,3^\circ$, є значним, можливим у ідеальному випадку гладкої, з твердим покриттям поверхні руху. Для розрахунку максимальних значень кута α_{max} на реальній лісосіці слід узяти дійсне значення узагальненого коефіцієнта опору f , визначене експериментально.

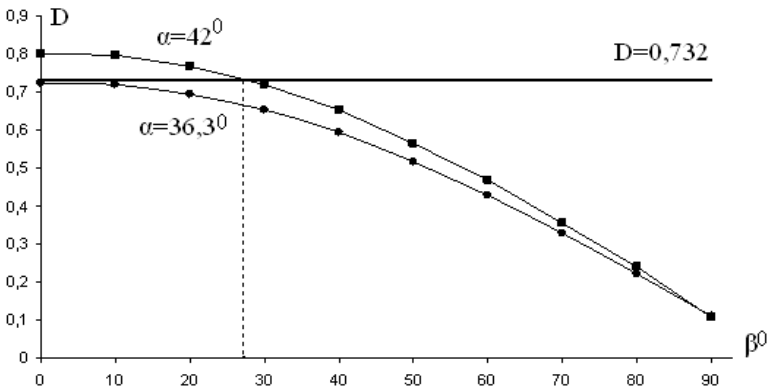


Рис. 2 – Визначення мінімального кута β_0 – відхилення траєкторії руху харвестера від висхідної лінії лісосіки для різних ухилів α .

Коли ухил лісосіки більший за величину α_{\max} , з рівняння (4) роботи [1] можна отримати величину кута β_0 , тобто мінімальне відхилення траєкторії руху харвестера від висхідної лінії, з яким він повинен рухатись за даної потужності із заданою швидкістю (рух косогірними ходами). У тестовому випадку Valmet 911.3 для кутів α_{\max} , а також $\alpha_0 = 42^\circ$, отримано графічні залежності $D = D(\beta)$, подані на рис. 2, з яких легко визначити β_0 .

Отримані результати обґрунтовують існування максимальної величини ухилу лісосіки, можливої для подолання харвестером у транспортному положення із заданим коефіцієнтом опору f . За необхідності підняття лісосікою із ухилом, більшим понад максимальне значення, харвестер із заданою потужністю двигуна повинен рухатись косогірними ходами із мінімальним кутом відхилення від висхідної лінії β_0 , який можна отримати розв'язуванням рівняння (4) роботи [1] для заданої величини α .

Викладений вище аналіз стосується транспортної функції харвестера. Для врахування виробничої функції повна потужність двигуна визначається формулою (23) роботи [1], складові цієї потужності $N_1 \div N_9$ є функціями кутових величин α, β, γ та задаються відношеннями (6), (13), (14), (16), (18), (19), (20), (21), отриманими в роботі [1].

Очевидним є співвідношення $N_1 \ll N_9$, оскільки для обертання маніпулятора із затисненим головою стовбуром потрібна значно більша потужність, аніж для його обертання без стовбура. В загальному випадку слід обчислювати обидві потужності, оскільки величина N_1 входить у групу потужностей N_A^0 , а N_9 – у N_G^0 . У розглядуваному тестовому прикладі вважатимемо $N_1 \approx 0$. Аналогічним чином приймається $N_2 \ll N_6$, $N_2 \approx 0$. Унаслідок відсутності значних сил інерції під час колового руху ножів харвестерної головки та під час натягу стовбура зрізаного дерева, відповідними потужностями в даному випадку нехтується: $N_3 = N_4 \approx 0$.

Вибираючи дані демонстраційного прикладу роботи [6], зазначимо, що маса стовбура дерева із кроною становить 2670 кг, а вага – $G_{CT} = 26166$ Н, якщо його діаметр на висоті зрізу є 62,5 см, що відповідає можливості захоплення харвестерною головою Valmet 360.2. Потужність N_5 , що витрачається під час розкрязування такого стовбура, розраховується виходячи із потужності бензопили МП5 Урал-2 Електрон [7]: $N_{БП} = 3700$ Вт. Продуктивність пиляння такою бензиномоторною пилкою $\delta_{БП} = 100$ см²/с. Час пиляння стовбура $d = 62,5$ см ланцюговою пилкою харвестера з гідроприводом на підставі відео фіксації складає у середньому $t_5 = 2,5$ с. Потужність, що витрачається під час розкрязування стовбура визначається за формулою (18) роботи [1]: $N_5 = 45383$ Вт. Кутову швидкість розкладання маніпулятора ω_5 визначено

за результатами відео фіксації: $\omega_6 \approx 5^0 - 7^0 \text{ c}^{-1} \approx 0,105 \text{ рад/с}$. Використовува-
на для цієї операції потужність буде максимальною у випадку повністю роз-
критого маніпулятора, тому, враховуючи вагу стовбура:

$$N_6 = 33367 \cdot 10 \cdot 0,105 \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\beta - \gamma) = 35035 \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\beta - \gamma) \text{ Вт.}$$

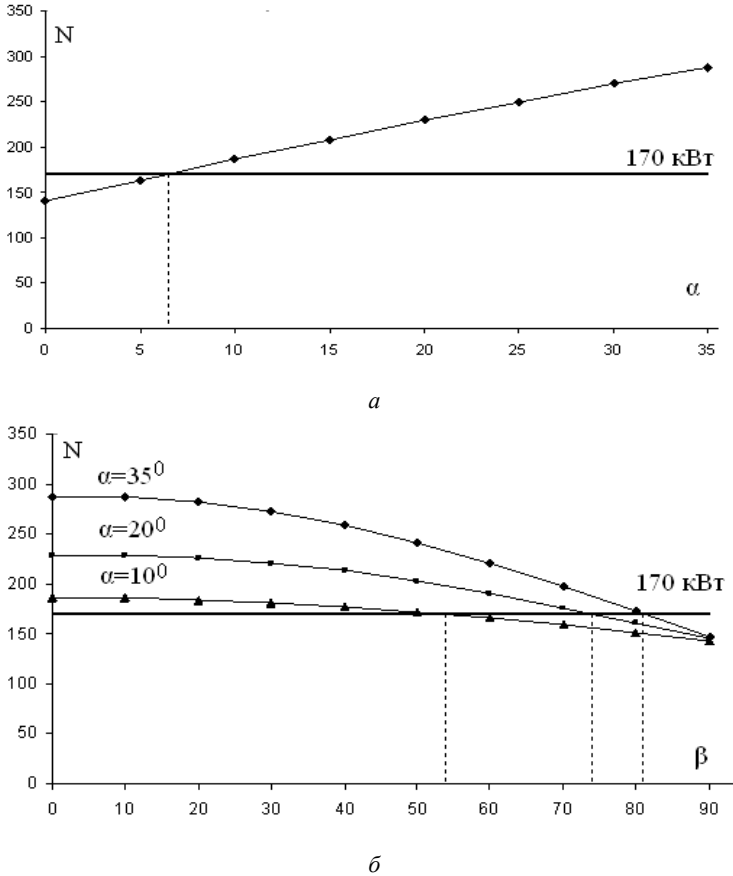


Рис. 3 – Залежність величини N від кутів α, β, γ : *a* – кута α для $\beta = 0, \gamma = 30^\circ$; в області, де $N \geq 170 \text{ кВт}$, рух харвестера можливий лише косогірними ходами; *б* – кута β для $\alpha = 35^\circ, \gamma = 30^\circ$; рух харвестера можливий лише в області, де $N \leq 170 \text{ кВт}$ і тільки косогірними ходами.

Максимальна швидкість протягування стовбура через головку $v_{\max} = 5 \text{ м/с}$. Із аналізу відеоматеріалів визначено досягнення цієї швидкості за час $\Delta t_8 = 1 \text{ с}$. Отже: $N_8 = 66750 \text{ Вт}$.

Для визначення потужності N_9 , що витрачається на поворот маніпулятора із зрубаним стовбуром, слід обчислити моменти інерції $J_1 \div J_5$. Першими трьома величинами $J_1 \div J_3$ можна знехтувати у зв'язку з тим, що кабіна знаходиться на осі обертання, а вага секцій маніпулятора значно менша ваги головки разом із стовбуром. Тоді:

$$J_4 + J_5 = g / (G_T + G_{CT}) \cdot L_{M2}^2 = 279200 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

З аналізу відео спостереження випливає, що за одну секунду маніпулятор з харвестерною головою та стовбуром розкладається від 0 до $\gamma = 8^0 = 0,14$ рад, отже $N_9 = 5438$ Вт. Рештою складників потужності виробничої функції знехтувано з огляду на їх порівняльно невеликі значення.

Сумарна потужність всіх розглядуваних тут операцій виробничої функції:

$$N_{ВІР} = 33367 \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\beta - \gamma) + 117571,$$

її максимальне значення:

$$N_{ВІР}^{\max} \approx 150,1 \text{ кВт},$$

є порівняльним із потужністю транспортної функції.

У випадку проектуючих розрахунків двигуна харвестера, який повинен забезпечувати виконання транспортної функції одночасно з виробничою для заданих кутів (ухилів лісосіки α , відхилення траси харвестера β та напряду маніпулятора γ – слід використовувати відношення:

$$N = (v \cdot (G_T + G_{M1} + G_{M2} + G_T) \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot \cos \beta)) / v_e + 33367 \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\beta - \gamma) + 117571. \quad (1)$$

Залежність потужності двигуна від експлуатаційних умов для харвестера Valmet 911.3 подано на рис. 3. Горизонтальна лінія тут і в подальшому відповідає потужності двигуна харвестера $N_{ДВ} = 170$ кВт.

Аналіз результатів моделювання. Отримані результати свідчать про значний вплив виконання виробничої функції на необхідну потужність двигуна харвестера, або на вид руху харвестера лісосікою. Зокрема для розглядуваного прикладу – харвестера Valmet 911.3 – максимальний ухил лісосіки, на якій можливий висхідний рух, поєднаний із виконанням виробничої функції з огляду на потужність механізму – $6,3^0$ (рис. 3, а) є значно менший за ухил, яким цей же механізм може рухатись вгору – $36,3^0$ (рис. 1). У обох випадках можливий рух механізму лісосікою із ухілами, більшими понад максимальні величини, косогірними ходами харвестера з мінімальним кутом відхилення траєкторії руху від висхідної лінії площини лісосіки, що визначається графічними залежностями на рис. 2 та 3 б.

Для планування лісозаготівельних робіт стандартним харвестером Valmet 911.3 визначено максимальний кут ухилу лісосіки α_{\max} шляхом виявлення точок перетину графіка функції $N = N(\alpha)$ для різних швидкостей

руху: $v = (0,50; 1,38; 3,00) \text{ м/с}$; $\beta = 0, \gamma = 30^\circ$ із лінією $N_{ДВ} = 170 \text{ кВт}$ (рис. 4).

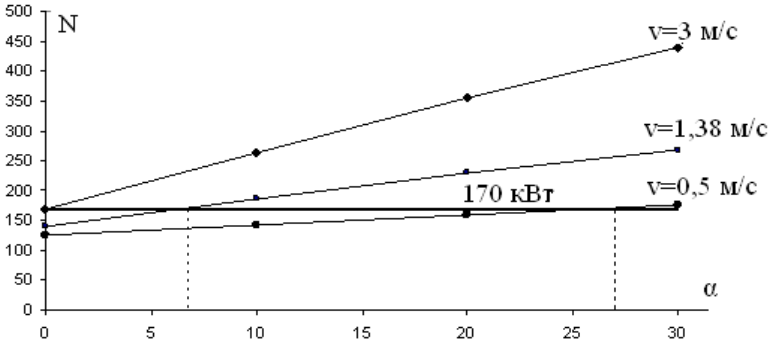


Рис. 4 – Залежність величини N від кута α для різних значень швидкості v руху харвестера лісосікою із виконанням ним операцій виробничої функції.

У випадку ухилів α більших за визначені з рис. 4 значень максимальних кутів підймання α_{\max} для кожного із значень швидкості v , рух харвестера можливий тільки косогірними ходами, мінімальний кут відхилення напрямку руху від висхідного напрямку визначається графіком кривої $N = N(\beta)$ для $\alpha = \alpha_{\max} + 10^\circ$ (рис. 5).

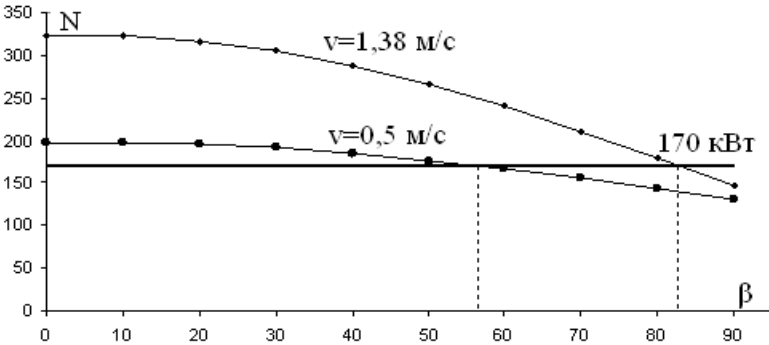


Рис. 5 – Залежність величини N від кута β для різних значень швидкості v руху харвестера лісосікою із виконанням ним операцій виробничої функції.

Характер графічних залежностей $N = N(\alpha, v)$ (рис. 4) свідчить про можливість існування залежності $\alpha_{\max} = \alpha_{\max}(v, N_{ДВ})$ у випадку, коли на серійну машину монтували б двигуни різних типів. З графіків (рис. 6) слідує, що

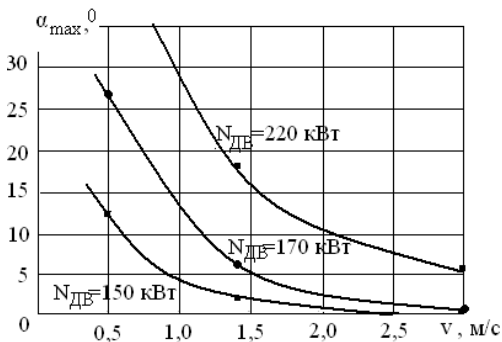


Рис. 6 – Залежність максимально можливого кута ухилу лісосіки α_{max} , на який може підійматись харвестер типу Valmet 911.3 без необхідності рухатись косогірними ходами за одночасного виконання операцій виробничої функції, від швидкості руху для різних типів двигунів.

У випадку заданої потужності двигуна та параметрів поверхні лісосіки необхідно коригувати швидкісні режими руху харвестера із вибраними траєкторіями (чи навпаки) із урахуванням збудованих для кожного конкретного випадку тягових характеристик наведеним вище способом.

Важливим технічним завданням є визначення розподілу потужності між окремими групами операцій виробничої функції. Для харвестерів фірм ВАТ «Белінкоммаш» та АМКОДОР, технічні характеристики яких наведено у табл. 1, за використання рівнянь моделі руху харвестера з роботи [1] отримано наступні результати (табл. 2), де $N_i^0 = N_i/N_{ДВ}$ у групах операцій $i = A, B, B, \Gamma$; $N_{ДВ}$ – потужність двигуна.

Таблиця 2 – Розподіл витрати додаткової питомої потужності для виробничої функції

Харвестер	N_A^0	N_B^0	N_B^0	N_Γ^0
АМКОДОР 2551	0,27	0,07	0,24	0,44
МВР Белінкоммаш	0,23	0,08	0,30	0,37

Подані результати свідчать про найбільше споживання потужності операціями групи Γ – первинне оброблення стовбура, які виконуються харвестером під час його зупинки на лісосіці. Важливим є врахування потужності на етапі В – падіння дерева, оскільки ця група операцій поєднується із пересуванням харвестера.

Визначення опорних реакцій та вибір рушіїв. У роботі [1] наведено основні рівняння для розрахунку опорних реакцій рушіїв харвестера у загальному випадку. Однак для деяких практичних задач немає необхідності

за необхідності, додання менших або більших максимальних ухилів може бути досягнуте шляхом підбору потужності двигуна механізму. Отримані результати свідчать про суттєву залежність необхідної потужності харвестера за одночасного виконання ним виробничої функції від заданої швидкості його руху лісосікою з ухилом. Запропонований підхід дозволяє визначати необхідну потужність механізму для конкретних умов експлуатації – параметрів лісосіки, траєкторій та швидкості руху, розміру маніпулятора, діаметрів зрушуваних стовбурів тощо.

розв'язувати повну систему рівнянь, оскільки це пов'язано із розглядом громіздких рівнянь для розкриття статичної невизначеності й застосування складних числових методів для їх розв'язування [8].

Визначення нормальних складових реакцій опорної поверхні. Цілком зрозуміло, що найбільш навантаженим є рушій, над яким розташований маніпулятор з багатоопераційною головою та захопленим стовбуром, розподіл реакцій між іншими рушіями є несуттєвим. Вважатимемо, що кожна із нормальних реакцій складається із двох складових. Перша складова – це усереднене значення реакції опорної поверхні у випадку транспортного положення маніпулятора, коли харвестер рухається лісосікою із ухилом. Друга – надлишкова реакція, викликана розкладанням маніпулятора та утриманням харвестерною головою зрізаного стовбура; ця реакція може бути як додатною (над найбільш навантаженим рушієм) так і від'ємною (над протилежним до розкладеного маніпулятора рушієм):

$$R_i = R_i^1 + R_i^2, \quad R_i^1 = \frac{G_T + G_{M1} + G_{M2} + G_G + G_{CT}}{6} \cdot \cos \alpha, \quad i = 1 \div 6. \quad (2)$$

Величини $R_i^1, i = 1 \div 6$ визначають реакцію опорної поверхні на рушій у випадку транспортного положення маніпулятора, а $R_i^2, i = 1 \div 6$ – від дії моменту, який виникає внаслідок розкладання на максимальну величину маніпулятора з головою, що утримує стовбур зрубаного дерева. Для визначення величин R_i^2 побудовано розрахункову схему (див. рис. 7 а); в припущенні, що дія рушіїв 2, 3, 4, 5 зосереджена у точці С на осі харвестера.

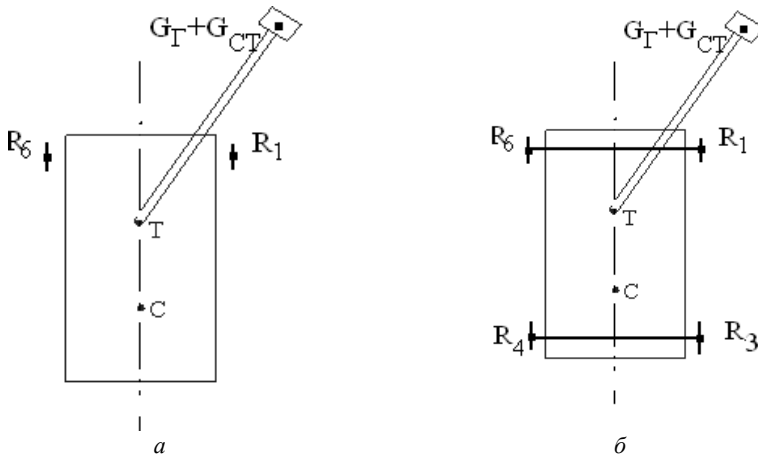


Рис. 7 – Розрахункові схеми для визначення опорних реакцій рушіїв:
а – реакція R_1 , б – реакція R_4 .

Рівняння рівноваги моментів сил для складових $R_i^2, i = 1 \div 6$ реакцій, ви-

кликаних моментом сил G_T, G_{CT} відносно вертикальної в площині рисунку осі, що проходить через точку С та основу маніпулятора – точку Т, за використання формули (31) з роботи [1], записано у наступному вигляді:

$$R_1^2 \cdot \frac{b}{2} - (G_T + G_{CT}) \cdot (L_{M1} + L_{M2}) \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha = 0. \quad (3)$$

Під час виведення рівняння (3) прийнято: $\varphi = 180^\circ$, $\gamma \approx \beta$, $L_{M1} + L_{M2}$ – довжина стріли харвестера у розкладеному стані. Крім того, враховано, що відстань від основи маніпулятора до осі $R_1 - R_6$ є незначною, додаткова реакція R_6^2 є знехтувально малою, моментами від дії сил G_{M1}, G_{M2} можна знехтувати. Позначення в формулі (3) та подальших співвідношеннях співпадають із запропонованими в роботі [1]. Тоді сумарна реакція опори першого рушія матиме вигляд:

$$R_1 = \cos \alpha \frac{G_T + G_{M1} + G_{M2} + G_T + G_{CT}}{6} + 2 \frac{G_T + G_{CT}}{b} (L_{M1} + L_{M2}) \sin \gamma \cos \alpha, \quad (4)$$

а безрозмірна реакція R_1^0 , отримана відношенням сумарної реакції R_1 до величини реакції цього ж рушія у випадку транспортного положення маніпулятора, є наступною:

$$R_1^0 = 1 + \frac{12}{b} \cdot \frac{(G_T + G_{CT}) \cdot (L_{M1} + L_{M2})}{G_T + G_{M1} + G_{M2} + G_T + G_{CT}} \cdot \sin \gamma. \quad (5)$$

Для харвестера Valmet 911.3 із стовбуром, діаметр якого на висоті зрізу становитиме 62,5 см, отримано: $R_1^0 = 1 + 8,207 \cdot \sin \gamma$, залежність реакції R_1^0 від кута γ для цього харвестера, та для Амкодор 2551 і Timberjack 1270 D подано на рис. 8.

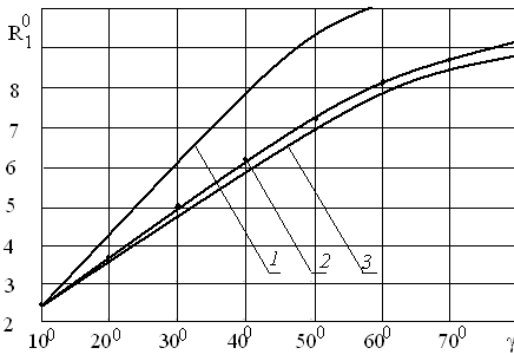


Рис. 8 – Залежність безрозмірної реакції R_1^0 від положення маніпулятора:

1 – Timberjack 1270 D; 2 – Valmet 911.3; 3 – Амкодор 2551.

Аналіз результатів розрахунку. Аналізуючи отриманий результат за-

значимо, що ухил лісосіки α та напрям β руху з одночасним виконання виробничої функції харвестера, суттєвим чином впливають на опорні реакції ґрунту на рушій, які можуть в декілька разів перевищувати такі ж величини під час статичного положення механізму на горизонтальній площині у складеному положенні. Зрозумілим є те, що на величину найбільшої реакції впливає асиметричне навантаження від головки харвестера із затисненим стовбуром з плечем, рівним розкладеному маніпулятору. Представлений на рис. 8 розв'язок задачі близький до реального стану в межах зміни кута $\gamma = 20^0 \div 45^0$, оскільки в цьому діапазоні слід очікувати виконання умови $R_6^2 \approx 0$, за якої збудовано рівняння (3) та отримано достатні для інженерної оцінки силових параметрів рушіїв розв'язки (4), (5). Представлені вище результати є важливими для вибору типорозмірів рушіїв під час проектування харвестерів для експлуатації в гірських умовах.

Характер графіка (рис. 8) вказує на можливість існування умовного максимуму величини R_1^0 із зміною γ , оскільки у реальних умовах за $\gamma \geq 45^0$ вплив маніпулятора на першу опору зменшується. Точне визначення такого максимуму можливе за побудови повного розв'язку задачі в постановці, викладеній в роботі [1].

Моделювання умов безпечної експлуатації. Важливим для інженерних розрахунків є визначення умов безпечної експлуатації харвестера, зокрема меж його поперечної та курсової стійкості під час руху з розкладеним маніпулятором. Розглянемо розрахункову схему (рис. 7, б), припускаючи, що рушії 2 та 5 є не завантаженими. Розкладаючи кожен із реакцій на транспортну складову та складову від асиметричної дії розкладеного маніпулятора відповідно до формули (2), запишемо три рівняння рівноваги для визначення складових $R_i^2, i = 1, 3, 4, 6$ опорних реакцій, а саме – дві умови рівноваги моментів сил відносно колової осі рушіїв 1 та 6 і відносно осі СТ, а також умову рівноваги проєкцій усіх нормальних реакцій на вертикальну до площини рисунку вісь. Прийемо також, що величина R_1^2 визначається наближено рівнянням (3):

$$\begin{aligned} R_1^2 &= \frac{2}{b} \cdot (G_T + G_{CT}) \cdot (L_{M1} + L_{M2}) \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha, \\ &-(R_3 + R_4) \cdot a - (G_T + G_{CT}) \cdot (L_{M1} + L_{M2}) \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha = 0, \\ (R_1 + R_3 - R_4 - R_6) \cdot \frac{b}{2} - (G_T + G_{CT}) \cdot (L_{M1} + L_{M2}) \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha &= 0, \\ R_1 + R_3 + R_4 + R_6 &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Для тестового прикладу – серійного харвестера Valmet 911.3 – рівняння (6) набудуть вигляду:

$$\begin{aligned} R_1^2 &= 282,1 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha \text{ кН}, \quad R_3^2 = -141,1 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha \text{ кН}, \\ R_4^2 &= 141,1 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha - 94,45 \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha \text{ кН}, \end{aligned}$$

$$R_6^2 = -282,1 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha + 94,45 \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha \text{ кН}, \quad (7)$$

Умовою стійкості руху розглядуваного харвестера лісосікою з ухилом відповідно до схеми, поданої на рис. 7 б, є нерівність $R_4^1 + R_4^2 \geq 0$, або в іншій формі:

$$R_4^1 \geq -R_4^2. \quad (8)$$

Графічний розв'язок нерівності (8) із урахуванням виразів реакцій (2), (7) подано нижче (рис. 9).

Із аналізу результатів, поданих на рис. 9 відзначимо, що рух харвестера із повністю розкладеним маніпулятором та кутом відхилення $\gamma \leq 4,4^\circ$ може супроводжуватись втратою стійкості, що виявлятиметься відривом рушіїв протилежної до маніпулятора осі від опорної поверхні (грунту). Виявляється, що така втрата стійкості не залежить від ухилу лісосіки α та напряму руху харвестера лісосікою β .

Визначення дотичних складових реакцій опорної поверхні виконується способом, аналогічним підходу, сформованому для нормальних складових. Найбільш навантаженим є рушій, над яким розташований маніпулятор з багатоопераційною головкою та захопленням стовбуром; розподіл тангенційних реакцій між іншими рушійми є несуттєвим. Для побудови системи рівнянь розкладемо кожен із реакцій рушіїв на дві складові:

$$T_i = T_i^1 + T_i^2, i = 1 \div 6. \quad (9)$$

Величини $T_i^1, i = 1 \div 6$ визначають реакцію опорної поверхні на рушій для випадку транспортного положення маніпулятора. З метою спрощення викладу вважатимемо, що всі величини T_i рівні між собою:

$$T_i^1 = \frac{G_T + G_{M1} + G_{M2} + G_\Gamma + G_{CT}}{6} \sin \alpha, \quad i = 1 \div 6. \quad (10)$$

Величини $T_i^2, i = 1 \div 6$ визначають тангенційні складові реакції опорної поверхні на рушій внаслідок дії додаткового крутного моменту від проєкцій на площину руху сил ваги харвестерної головки (та затиснутого нею стовбура дерева у випадку робочого положення маніпулятора) відносно точки кріплення основи маніпулятора T , а також дії крутного моменту M_ω , який надається двигуном харвестера для обертання повністю розкладеного маніпулятора з головкою та стовбуром. Для визначення величин T_i^2 побудуємо розрахункову схему (рис. 10) вважаючи, що дія рушіїв 2, 3, 4, 5 зосереджена у

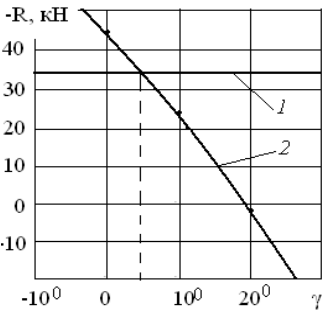


Рис. 9 – Визначення області стійкості руху: 1 – $R_4^1 / \cos \alpha$;

$$2 – -R_4^2 / \cos \alpha.$$

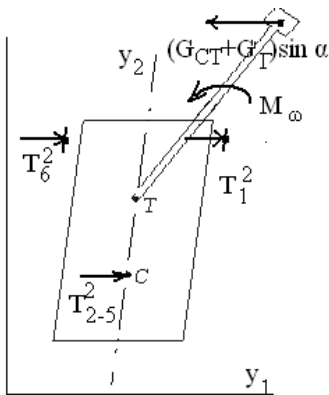


Рис. 10 – Розрахункова схема дотичних складових опорних реакцій рушіїв.

точці С; так же, як і для нормальних реакцій, відстань між точкою Т та коловою віссю рушіїв 1 та 6 прийемо зневажливо малою.

Рівняння рівноваги моментів сил відносно точки С запишемо прийнявши, що відстань від цієї точки до осі рушіїв $i=1; 6$ рівна a_2 , сила T_6^2 є зневажливо малою у порівнянні з T_1^2 , а також використавши формулу (35) з роботи [1]:

$$(G_T + G_{CT}) \cdot (L_{M1} + L_{M2}) \cdot \sin \alpha \cdot \sin(\beta - \gamma) - T_1^2 \cdot a_2 + M_\omega = 0. \quad (11)$$

З формул (10) та (11) отримаємо повну дотичну реакцію для першого рушія:

$$T_1 = \frac{(G_T + G_{CT})(L_{M1} + L_{M2}) \sin \alpha \sin(\beta - \gamma)}{a_2} + \frac{M_\omega}{a_2} + \frac{G_T + G_{M1} + G_{M2} + G_T + G_{CT}}{6} \sin \alpha, \quad (12)$$

а безрозмірна реакція T_1^0 , отримана відношенням сумарної реакції T_1 з виразу (12) до величини тангенційної реакції (10) цього ж рушія у випадку транспортного положення маніпулятора, становитиме:

$$T_1^0 = 1 + 6 \cdot \frac{M_\omega \cdot \frac{1}{\sin \alpha} + (G_T + G_{CT}) \cdot (L_{M1} + L_{M2}) \cdot \sin(\beta - \gamma)}{a_2 \cdot (G_T + G_{M1} + G_{M2} + G_T + G_{CT})}. \quad (13)$$

Співвідношення (13) свідчить про те, що величина сумарної тангенційної реакції для рушія під розкладеним та задіяним у операціях виробничої функції є більшим від величини тангенційної реакції для транспортного положення харвестера. У випадку тестового приклада – харвестера Valmet 911, [2]: $a_2 = 1,65 + 1,85 = 3,5$ м, $M_\omega = 4,05 \cdot 10^4$ Нм. Вирази для повної та відносної тангенційної реакції наберуть вигляду:

$$T_1 = 11600 + (109600 \cdot \sin(\beta - \gamma) + 34400) \cdot \sin \alpha \text{ Н},$$

$$T_1^0 = 1 + \frac{0,337}{\sin \alpha} + 3,189 \cdot \sin(\beta - \gamma), \quad (14)$$

графіки їх залежності від кута γ для деяких значень ухилу α представлено на рис. 11. Із аналізу наведених результатів зазначимо, що абсолютні величини дотичних складових реакцій є порівняльними із значеннями нормальних складових. Це вказує на необхідність врахування T_1 під час вибору типорозміру рушіїв для роботи у гірських місцевостях із забезпеченням можливості виконання механізмом операцій виробничої функції.

З наведених графіків визначаються умови експлуатації розглядуваного тестового механізму без проковзування його рушіїв для конкретного типу ґрунту та ухилу поверхні руху. Суттєве перевищення (рис. 11 б) кривих над рівнем $T_1^0 = 1$ свідчить про домінування сумарних тангенційних складових реакцій над такими ж величинами транспортного положення. За невеликої площі контакту рушіїв з ґрунтом це може призвести до бокового ковзання коліс під час повороту стріли – маніпулятора та руху лісосікою з ухилом. Тому для роботи харвестера у гірських умовах слід ретельно обґрунтувати вибір шин. Представлені результати справедливі в повній мірі для $\gamma \geq 25^\circ$, оскільки для менших відхилень стріли втрачає сенс припущення про те, що сила T_6^2 є зневажливо малою у порівнянні з T_1^2 . Для деякого околу $\gamma = 0$ логічним є припущення, що $T_6^2 = T_1^2$, тому подані графічні результати для симетричного положення маніпулятора стосовно напрямку руху харвестера слід розділити навпіл.

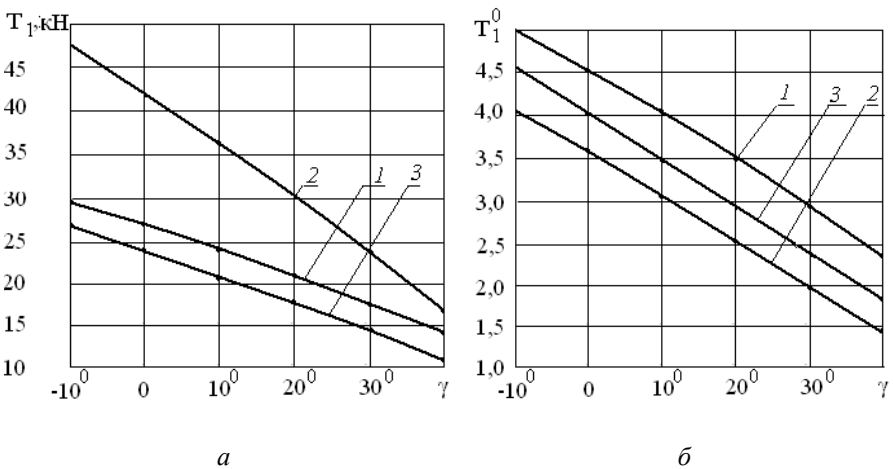


Рис. 11 – Залежності абсолютної – а та відносної – б дотичної складової реакції опори першого рушіїв від кута відхилення стріли-маніпулятора γ від напрямку руху харвестера лісосікою для деяких значень кутів: 1 – $\alpha = 10^\circ, \beta = 30^\circ$;
2 – $\alpha = 20^\circ, \beta = 30^\circ$; 3 – $\alpha = 10^\circ, \beta = 20^\circ$.

Нижче подано приклад вибору рушіїв для деяких харвестерів, технічні характеристики яких наведено у табл. 1 для наступних умов експлуатації: $\alpha \leq 15^\circ, \beta \geq 30^\circ, 15^\circ \leq \gamma \leq 25^\circ$. З метою порівняння наведено типорозміри рушіїв, що серійно поставляються з розглядуваними машинами. Вибір рушіїв виконувався за допомогою підходу, розвинутому в роботі [9]; повне навантаження на рушій R обчислювалося як геометрична сума максимального

значення нормальної та дотичної складових реакції опорної поверхні – R_1^{MAX} , T_1^{MAX} для усіх кутів α , β , γ у розглядуваному діапазоні:

$$R = \sqrt{(R_1^{MAX})^2 + (T_1^{MAX})^2}.$$

Результати подано в табл. 3.

Таблиця 3 – Вибірання типорозміру шин для окремих харвестерів

Харвестер	Нормальна складова реакції рушія, R_1^{MAX} , кН	Дотична складова реакції рушія T_1^{MAX} , кН	Сумарна реакція рушія R , кН	Рекомендовані рушії (індекси вантажності LI [10])	Рушії стандартного харвестера (індекси вантажності LI [10])
Valmet 911.3	128,9	21,5	130,7	198	600/55x26,5 (162) 710/45x26,5
Амкодор 2551	120,6	20,3	122,3	196	700/50x26,5 (166)
Timberjack 1270 D	143,4	21,1	144,8	202	700/50x26,5 (166) 700/70x34 (174)

Відзначимо, що для руху харвестера з одночасним виконанням ним операцій виробничої функції в розглядуваних експлуатаційних умовах лісосіки з ухилом слід вибирати рушії суттєво більших типорозмірів за рушії серійних машин. Це зумовлюється значною асиметрією навантаження, ухилом поверхні руху та динамічним впливом навісних знарядь на рушії. Експлуатація харвестерів із стандартними рушіями у розглядуваних умовах викликає необхідність певних обмежень: робота з маніпулятором, що розкривається не на всю довжину, а на певний кут, який можна визначити за використання запропонованого підходу; обмеження потужності повороту та підймання стріли - маніпулятора із затисненим стовбуром тощо. Певний вплив на вибір рушіїв мають дотичні складові реакції опорної поверхні (грунту), які для розглядуваних машин складають 14,5–16,5% від сумарної реакції та викликають 1,1–1,8% довантаження рушіїв у порівнянні із стандартними варіантами руху.

Висновки. В роботі запропоновано інженерний підхід до аналізу потужнісних характеристик харвестерів, які експлуатуються в гірських умовах із одночасним виконанням ними виробничої функції. Отримані результати дозволяють визначати потужність двигуна лісозаготівельного комбайна відповідно до планованих умов експлуатації: ухил території, напрям та швидкість руху харвестера лісосікою, ширину пасіки, потужність виконуваних технологічних операцій виробничої функції тощо. Такий підхід актуальний і для об'єктованої задачі: визначення прийнятних умов експлуатації, коригування технологічних процесів та траєкторії руху гірською лісосікою наявної серійної

машини із стандартними параметрами.

Виходячи із розробленої математичної моделі для визначення опорних реакцій рушіїв, отримано практично важливі результати стосовно залежності нормальних та дотичних складових таких реакцій від експлуатаційних умов. Зокрема виявлено умови збереження поперечної стійкості розглядуваного механізму. Із використання отриманих результатів витікає, що для заданих умов експлуатації із урахуванням ухилу поверхні руху та операцій виробничої функції слід обґрунтовувати вибір типорозмірів рушіїв у порівнянні із стандартними рушіями харвестера для запобігання їх передчасному зношенню та пошкодженню. В протилежному випадку слід дотримуватись певних обмежень щодо руху та роботи харвестера; ці обмеження можуть бути сформульовані, виходячи із запропонованого підходу.

Результати досліджень проілюстровані тестовими прикладами для окремих типів харвестерів. З метою повного та всебічного аналізу конкретної лісозаготівельної машини слід виконати окреме прикладне дослідження за використання розвинутого в роботі підходу.

Список літератури: 1. *Мачуга О.С.* Особливості проектування лісозаготівельної техніки для роботи на територіях з ухилом. 1. Математична модель / *О.С. Мачуга* // Вісник НТУ «ХПІ». – Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях, 2014. – №6 (1049). – С. 130 – 144. 2. Produktverzeichnis Komatsu-Valmet. – Komatsu Forest. – 2007, 34 p. 3. <http://www.treelog.ru/products/amkodor/kharvester-amkodor-2551-detail>. 4. <http://www.belincom.by/kharvester-i-forvarder.html>. 5. http://www.mascus.de/specs/forst-vollernter-harvester_983645/timberjack/1270-d_1004016. 6. *Барінов К. Н., Александров В. А.* Проектирование лесопромышленного оборудования: Учебное пособие. – Л.: Издательство Ленинградского университета, 1988. – 240 с. 7. *Шкыря Т.М.* Технология и машины лесосечных работ. – Львов: Выща школа, Изд. Львов. ун-та, 1988. – 264 с. 8. *Бычков Д.В.* Строительная механика стержневых тонкостенных конструкций. – М: Госиздат по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1962. – 468 с. 9. *Білик Б.В., Адамоський М.Г.* Проектування самохідних лісових машин: Вибір параметрів, компоновання і тяговий розрахунок: Навчальний посібник. – Львів: «ЗУКЦ», 2004. – 160 с. 10. http://www.vsekolesa.com.ua/table_index.php.

Bibliography (transliterated): 1. Machuga, O. S. "Osoblyvosti proektuvannja lisozagotivel'noji tehniky dlja roboty na terytorijih z uhyлом. 1. Matematychna model'." *Visnyk NTU «KhPI». Ser.: Matematychna modeljuvannja v tehnicji ta tehnologijah*. No. 6 (1049). Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. 130–144. Print. 2. *Produktverzeichnis Komatsu-Valmet*. Komatsu Forest. 2007. Print. 3. Web. 10 May 2014 <<http://www.treelog.ru/products/amkodor/kharvester-amkodor-2551-detail>>. 4. Web. 09 May 2014 <<http://www.belincom.by/kharvester-i-forvarder.html>>. 5. Web. 07 May 2014 <http://www.mascus.de/specs/forst-vollernter-harvester_983645/timberjack/1270-d_1004016>. 6. Barinov, K. N., and V. A. Aleksandrov. *Proektirovanie lesopromyshlennogo oborudovanyija: Uch. Posobie*. Leningrad: Izdatel'stvo Leningradskogo universiteta, 1988. Print. 7. Shkyrja, T. M. *Tehnologija i mashyny lesosechnyh rabot*. Lviv: Vyshcha shkola. Izd. L'vov. un-ta, 1988. Print. 8. Bychkov, D. V. *Stroitel'naja mehanika sterznevyyh tonkostennyh konstrukcij*. Moscow: Gosizdat, 1962. Print. 9. Bilyk, B. V., and M. G. Adamovskij. *Proektuvannja samohidnyh lisovyh mashyn: Vybir parametrov, komponuvannja i tjavovyy rozrahnok: Navchal'nyj posibnyk*. L'viv: ZUKC, 2004. Print. 10. Web. 12 May 2014 <http://www.vsekolesa.com.ua/table_index.php>.

Надійшла (received) 31.03.2014