

.8. ЛІСОВА ІНЖЕНЕРІЯ: ТЕХНІКА, ТЕХНОЛОГІЯ, ДОВКІЛЛЯ

УДК 630.*377.4

Н.І. БИБЛЮК¹, М.І. ГЕРИС², М.М. БОРИС³

МОДЕЛЮВАННЯ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ ТА ОЦІНКА СТІЙКОСТІ І КЕРОВАНОСТІ КОЛІСНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ МАШИН ІЗ ШАРНІРНО- ЗЧЛЕНОВАНОЮ РАМОЮ

Анотація. Розроблено математичну модель курсового криволінійного руху узагальненої лісотransпортної машини із шарнірно-зчленованою рамою з урахуванням параметрів опорної поверхні лісових доріг, пакета деревини, характеристик відведення шин, гідравлічного механізму повертання, кутових коливань мас системи у горизонтальній та вертикальній поперечній площинах. Установлено закономірності зміни курсової стійкості та керованості колісних лісотransпортних засобів із шарнірною рамою залежно від експлуатаційних факторів й конструктивних параметрів та обґрунтовано раціональні параметри конструкції колісних лісотransпортних систем.

Ключові слова: колісні лісотransпортні машини, математична модель, курсова стійкість, керованість руху.

¹ **БИБЛЮК Нестор Іванович** – дійсний член Лісівничої академії наук України, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри лісових машин і гідравліки. Національний лісотехнічний університет України. Україна, м. Львів, 79057. Тел.: +38(032) 239-27-69. E-mail: byblyuk@ukr.net.

² **ГЕРИС Микола Іванович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри лісових машин і гідравліки. Національний лісотехнічний університет України. Україна, м. Львів, 79057. Тел.: +38(032) 239-27-69. E-mail: mherys@ukr.net.

³ **БОРИС Микола Михайлович** – член-кореспондент Лісівничої академії наук України, кандидат технічних наук, доцент. Національний лісотехнічний університет України. Україна, м. Львів, 79057. Тел.: +38(032) 233-96-69. E-mail: borysmm@ukr.net

Вступ. Сучасні тенденції ефективного використання енергетичних ресурсів і впровадження ресурсоощадних технологій потребують оснащення лісових підприємств новою технікою і обладнанням, які би відповідали прогресивним виробничим та екологічним вимогам.

Одним із важливих шляхів підвищення продуктивності праці в лісовій галузі України є широке використання на лісозаготівлі спеціальних лісових машин з колісними рушіями, які мають низку переваг проти гусеничних. Як засвідчує досвід країн Західної Європи та Америки (Скандинавські країни, Чехія, Словаччина, Канада, США та ін.), на сьогодні колісні рушії є базовими для поширених харвестерів і форвардерів. Ці машини мають шарнірно-зчленовану конструкцію рами, 6 чи 8 коліс, які зазвичай всі є тяговими і мають високу мобільність. Використання широкопрофільних шин з низьким внутрішнім тиском поліпшує їхні експлуатаційні властивості та знижує пошкодження ґрунту. Вагомою підставою для впровадження колісних машин є і встановлений Законом України мораторій на застосування гусеничних тракторів, які переважно використовують на лісозаготівлі.

Метою дослідження є встановлення закономірностей зміни курсової стійкості та керованості колісних лісотransпортних засобів із шарнірною рамою залежно від експлуатаційних факторів, конструктивних параметрів і розроблення рекомендацій, спрямованих на підвищення рівня їх експлуатаційної досконалості.

Методика та об'єкти дослідження. В основу теоретичного дослідження покладено головні засади класичної механіки, теорії руху колісних машин, методів математичного моделювання та розв'язання систем нелінійних диференціальних рівнянь. Натурні експерименти та їх аналіз виконувалися з використанням методів планування експерименту та математичної статистики.

Аналіз літературних джерел показав, що на сьогодні найповніше вивчено питання криволінійного руху автомобілів [4, 6]. Практично відсутні

дослідження процесу транспортування деревини колісною лісотransпортною машиною із шарнірно-зчленованою рамою в навантаженому стані. На підставі виконаного аналізу літературних джерел обґрунтовано показники оцінки курсової стійкості й керованості колісної лісотransпортної системи (КЛТС) із шарнірною рамою та встановлено параметри, що на них впливають [1, 2, 5]. Вибрано методи теоретичного та експериментального дослідження процесів їх руху [3, 4, 7].

Для вивчення впливу конструктивних параметрів та експлуатаційних факторів на стійкість руху та керованість КЛТС розроблено математичні моделі курсового криволінійного руху узагальненої (рис. 1) та типових колісних лісотransпортних машин із шарнірно-зчленованою рамою [2] з урахуванням параметрів опорної поверхні лісових доріг, пакета деревини, характеристик відведення шин, гідравлічного механізму повертання, кутових коливань у горизонтальній та вертикальній поперечній площинах.

Розрахункова схема (рис. 1), еквівалентна лісотransпортній машині, що криволінійно рухається, складається з мас транспортних ланок: передньої m_{T1} і задньої m_{T2} секцій тягача із шарнірною рамою і розпуску m_p (з моментами інерції відповідно J_{T1} , J_{T2} та J_p), з'єднаних між собою керованими кінематичними зв'язками в точках O_1 і O_2 , дискретних мас m_{cr} ($r=1,2$) і m_{xj} ($j=1,2$) пакета стовбурів з радіусами інерції відповідно ρ_{zcr} та $\rho_{z xj}$, з'єднаних плоскими шарнірами із задньою секцією тягача і розпуском у точках O_3 і O_4 . У шарнірних з'єднаннях лісотransпортної системи діють поздовжні і поперечні сили: F_{u1} і Y_{u1} – у шворневому з'єднанні напіврам тягача; F_c і Y_c – у тягово-зчіпному пристрої тягача; F_{c1} , Y_{c1} , і F_{c2} , Y_{c2} – у шворневих з'єднаннях пакета стовбурів відповідно з тягачем і розпуском. У шарнірному з'єднанні тягача прикладено також пружні моменти, які обумовлені наявністю гідроприводу механізму складання – M_m і блокувального пристрою, розміщеного у вертикальному шарнірі – $M_{\rho u}$.

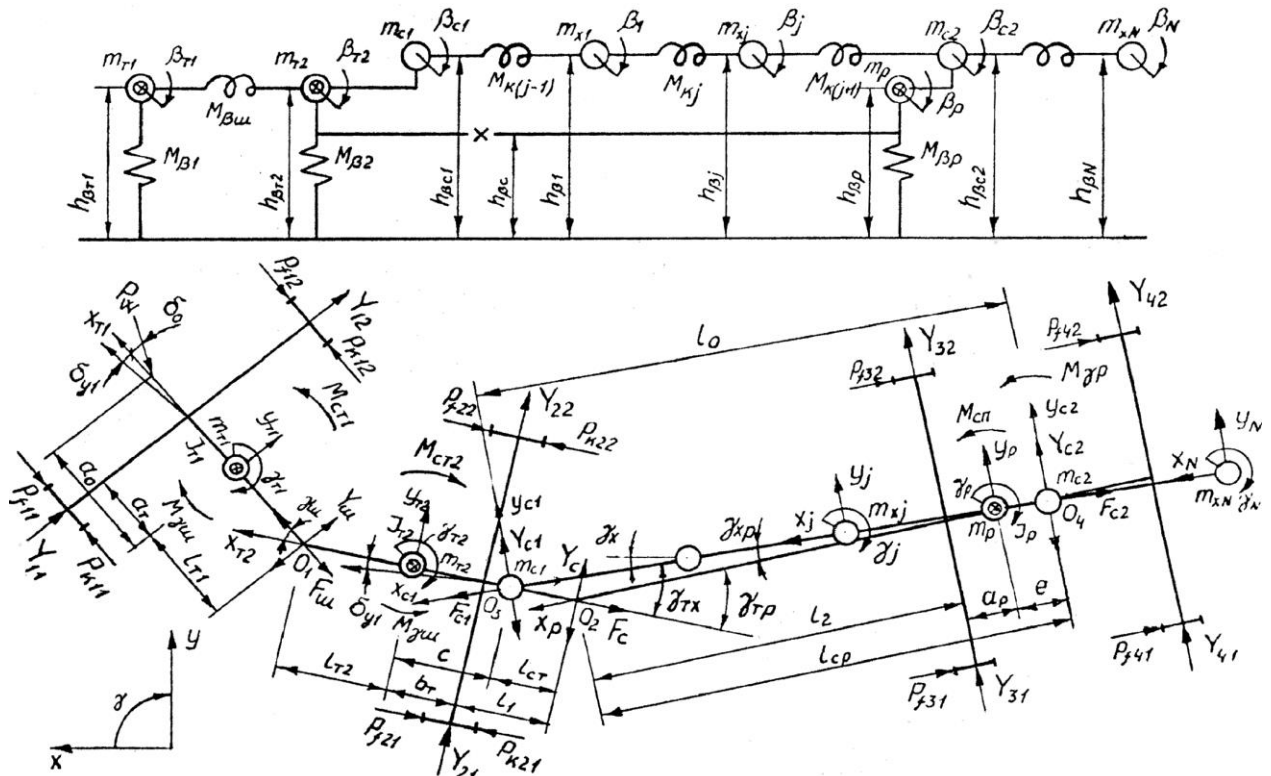


Рис. 1. Розрахункова схема узагальненої колісної лісотransпортної машини із шарнірною рамою

На l -ні (ліві $l=1$, праві $l=2$) колеса k -ої ($k = 1, 2$) осі діють колові сили P_{kl} , сили опору рухові P_{fl} , бокові сили Y_{ki} і моменти стабілізації M_{kl} . У центрі парусності тягача прикладена сила опору повітря P_w , до мас передньої і задньої секцій тягача і розпуски – моменти опору повертанню M_{CT1} , M_{CT2} і $M_{C\beta}$, а до мас задньої секції тягача і розпуски – моменти тертя "коника" до "підконикової" рами $M_{\gamma T}$ і $M_{\gamma P}$. Поперечні похили мас транспортних ланок обумовлені пружними властивостями шин та пакета стовбурів і моделюються пружинами з жорсткістю $c_{ш}$ та коефіцієнтом опору $k_{ш}$ для шин, c_j та k_j для пакета під час згинання і c_k та k_k для пакета під час скручування. Незалежними координатами системи є поздовжні, поперечні та кутові переміщення в горизонтальній і поперечній площинах секцій тягача x_{T1} , u_{T1} , γ_{T1} , β_{T1} , x_{T2} , u_{T2} , γ_{T2} , β_{T2} , розпуски x_p , u_p , γ_p , β_p , а також дискретних мас пакета стовбурів x_j , y_j , γ_j , β_j .

Під час складання рівняння руху припускаємо, що залежність поперечної реакції в контакті колеса з дорогою має лінійний характер, а максимальне її значення обмежується зчепленням шини з дорогою, коливання транспортних ланок малі, а кути відведення δ_0 лівих і правих коліс однієї осі однакові. З урахуванням конструктивних особливостей лісотransпортних машин, прийнятих допущень та відповідно до розроблених еквівалентних розрахункових схем із застосуванням принципу Д'Аламбера, виведено рівняння руху досліджуваних лісотransпортних систем.

1. Рівняння переміщень зв'язків:

- бокові й поздовжні швидкості в точках з'єднання ланок між собою та пакетом стовбурів

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_{ш} &= \dot{x}_{T1} - \dot{y}_{T1}\gamma_{ш} = \dot{x}_{T2}; \quad \dot{x}_c = \dot{x}_{T2} - \dot{y}_{T2}\gamma_{TP} = \dot{x}_p; \\ \dot{y}_c &= \dot{y}_{T2} - (b_{T2} + l_1)\dot{\gamma}_{T2} - (h_{\beta T2} - h_{cT2})\dot{\beta}_{T2} + \dot{x}_{T2}\gamma_{TP} = \\ &= \dot{y}_p + (l_2 + a_p)\dot{\gamma}_p - (h_{\beta P} - h_{\beta c})\dot{\beta}_p; \\ \dot{x}_{c1} &= \dot{x}_{T1} - \dot{y}_{c1}\gamma_{TX}; \quad \dot{x}_{c2} = \dot{x}_p - \dot{y}_{c2}\gamma_{XP}; \end{aligned} \right\} (1)$$

- поздовжні, бокові лінійні та поперечні кутові швидкості дискретних мас пакета стовбурів

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_j &= 0,5(\dot{x}_{c1} + \dot{x}_{c2}); \\ \dot{y}_j &= (1 - \lambda_j)\dot{y}_{c1} + \lambda_j\dot{y}_{c2} + \dot{y}_{Xj} + h_{\beta j}\dot{\beta}_{Xj}; \\ \dot{y}_{c1} &= \dot{y}_{T2} + d\dot{\gamma}_{T2} - h_{\beta c1}\dot{\beta}_{T2} + \dot{x}_{T2}\gamma_{TX}; \\ \dot{y}_{c2} &= \dot{y}_p + e\dot{\gamma}_p - h_{\beta c2}\dot{\beta}_p + \dot{x}_p\gamma_{XP}; \\ \dot{\beta}_j &= (1 - \lambda_j)\dot{\beta}_{T2} + \lambda_j\dot{\beta}_p + \dot{\beta}_{Xj}; \end{aligned} \right\} (2)$$

- кути складання

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{ш} &= \gamma_{T1} + \gamma_{T2}; \quad \gamma_{TP} = \gamma_{T2} - \gamma_p; \\ \gamma_{TX} &= \gamma_{T2} - \gamma_X; \quad \gamma_{XP} = \gamma_X - \gamma_p; \end{aligned} \right\} (3)$$

- кути повороту поздовжньої осі j -ої дискретної маси пакета стовбурів у горизонтальній площині

$$\gamma_X = (\gamma_{c1} - \gamma_{c2})/l_0; \quad \gamma_j = \gamma_X + \gamma_{Xj}; \quad (4)$$

- кут між вектором швидкості і поздовжньою віссю попередньої секції тягача, кутовий прогин шин і кути відведення k -х осей

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &= \gamma_{T1} - \delta_{y1}; \quad \delta_{\beta uk} = \beta_0 - \beta_k; \\ \delta_{yk} &= \theta_k (\dot{y}_m + r_k \dot{\gamma}_m) / \dot{x}_m; \quad m \in T_1, T_2, P \end{aligned} \right\} (5)$$

де β_0 – поперечний ухил дороги; θ_k – кут повороту k -ої осі; $\theta_k = S_k/R_m$; де S_k – відстань від k -ої осі до точки перетину поздовжньої осі ланки з перпендикуляром, опущеним до неї з миттєвого центра кривизни траєкторії ланки; R_m – радіус повороту ланки (відстань

від миттєвого центра кривизни траєкторії до поздовжньої осі ланки); $r_k = (a_m - a_k)$, де a_k – відстань від k -ої до передньої осі.

2. Рівняння руху

- уздовж поздовжньої осі

$$\left. \begin{aligned} m_{T1}\ddot{x}_{T1} - m_{T1}h_{\alpha T1}\ddot{\alpha}_{T1} + P_w - F_w + P_{k1} - P_{f1} &= 0; \\ m_{T2}\ddot{x}_{T2} - m_{T2}h_{\alpha T2}\ddot{\alpha}_{T2} + F_w + Y_w\gamma_w + F_C + F_{C1} + Y_{C1}\gamma_{TX} + \\ + P_{k1} - P_{f1} &= 0; \\ m_P\ddot{x}_P - m_P h_{\alpha P}\ddot{\alpha}_P - F_C + Y_C\gamma_{TP} + F_{C2} - Y_{C2}\gamma_{TP} - \sum_{k=3}^4 P_{jk} &= 0; \\ \sum_{j=1}^N m_{Xj}\ddot{x}_j - \sum_{r=1}^2 P_{Cr} &= 0; \end{aligned} \right\} (6)$$

- у горизонтальній площині

$$\left. \begin{aligned} m_{T1}\ddot{y}_{T1} - m_{T1}h_{\beta T1}\ddot{\beta}_{T1} + P_w\delta_0 + Y_w - Y_1 &= 0; \\ J_{T1}\ddot{\gamma}_{T1} + P_w\delta_0 a_0 - l_{T1}Y_w - a_T Y_1 - M_1 + M_{CT1} - M_{\gamma w} &= 0; \\ m_{T2}\ddot{y}_{T2} - m_{T2}h_{\beta T2}\ddot{\beta}_{T2} - Y_w - F_w\gamma_w + Y_C + Y_{C1} - F_{C1}\gamma_{TX} - Y_2 &= 0; \\ J_{T2}\ddot{\gamma}_{T2} - l_{T2}(Y_w - F_w\gamma_w) - (b_T + l_1)Y_C + c(Y_{C1} - F_{C1}\gamma_{T1}) + \\ + b_T Y_2 - M_2 - M_{CT2} + M_{\gamma w} &= 0; \end{aligned} \right\} (7)$$

$$\left. \begin{aligned} m_P\ddot{y}_P - m_P h_{\beta P}\ddot{\beta}_P - Y_C - F_C\gamma_{TP} + Y_{C2} + F_{C2}\gamma_{XP} - \\ - \sum_{k=3}^4 (Y_k - P_{jk}\theta_k) &= 0; \\ J_P\ddot{\gamma}_P - (l_{T1} + a_P)(Y_C - F_C\gamma_{TP}) - e(Y_{C2} - F_{C2}\gamma_{XP}) - \\ - \sum_{k=3}^4 (r_k Y_k - c_k P_{jk}\theta_k - M_k) + M_{CP} + M_{\gamma P} &= 0; \\ \sum_{j=1}^N m_j\ddot{y}_j - \sum_{r=1}^2 m_{Cr}(\ddot{y}_{Cr} - h_{Cr}\ddot{\beta}_{Cr}) - \sum_{r=1}^2 Y_{Cr} &= 0; \\ \sum_{j=1}^N m_{Xj}(\rho_{Xj}^2 + v_j^2)\ddot{y}_P + \sum_{r=1}^2 m_{Cr}(\rho_{Cr}^2 + v_{Cr}^2)\ddot{y}_X - \\ - \sum_{j=1}^N m_{Xj}h_{\beta j}(\ddot{y}_j + g\beta_j)v_j - Y_{C1}v_{C1} + Y_{C2}v_{C2} &= 0; \\ m_{Xj}\ddot{y}_j - \sum_{v=1}^N (c_{jv}y_{Xv} - k_{jv}\dot{y}_{Xv}) &= 0; \\ \sum_{j=1}^N m_{Xj}(\rho_{Xj}^2 + v_j^2)\ddot{y}_j - \sum_{j=1}^N m_{Xj}h_{\beta j}(\ddot{y}_j + g\beta_j)v_j + \\ + \sum_{v=1}^N v_{jv}(c_{jv}y_{Xv} - k_{jv}\dot{y}_{Xv}) &= 0; \end{aligned} \right\} (8)$$

- у вертикальній поперечній площині

$$\left. \begin{aligned} -m_{T1}h_{\beta T1}(\ddot{y}_{T1} - g\beta_{T1}) + P_w\delta_0 h_{\beta T1} + M_{\beta w} - M_{\beta 1} - Y_1 r_{\beta 1} &= 0; \\ -m_{T2}h_{\beta T2}(\ddot{y}_{T2} - g\beta_{T2}) - gm_{C1}h_{\beta C1}\beta_{T2} - M_{\beta w} + Y_C h_{\beta C} + \\ + Y_{C1}h_{\beta C1} - M_{\beta 2} - Y_2 r_{\beta 2} &= 0; \\ m_P h_P(\ddot{y}_P - g\beta_P) - gm_{C2}h_{\beta C2}\beta_P - Y_C h_{\beta C} + \\ + Y_{C2}h_{\beta C2} - \sum_{k=3}^4 M_{\beta k} &= 0; \\ -m_{Xj}h_{\beta j}(\ddot{y}_j - g\beta_j) + M_{kj} - M_{k(j+1)} &= 0; \end{aligned} \right\} (8)$$

Тут $M_{kj} = c_{kj}(\beta_{k(j-1)} - \beta_{kj})$, де c_{kj} – коефіцієнт жорсткості пакета стовбурів під час закручування; v_j – відстань від k -ої маси до центра ваги пакета, $v_j = \varepsilon - s_j$; $v_{C1} = \varepsilon - a_0$; $v_{C2} = \varepsilon - a_0 - l_0$; ε , a_0 , l_0 – абсциса центра ваги, переднє звисання і відстань між опорами пакета стовбурів; s_j – відстань від комлевого перерізу до j -ої маси моделі пакета стовбурів. Інші позначення геометричних параметрів системи подано на рис. 1.

Якщо як поворотний пристрій застосовують хрещате канатне з'єднання, то у рівнянні швидкості переміщення зв'язків \dot{y}_C і руху розпуску потрібно замість γ_{TP} підставити $(\gamma_T - \gamma_P)/(1 + i_n)$, а складову $\sum_{k=3}^4 P_{jk} u_k$ прирівняти до нуля (де i_n – передатне число хрещатого зв'язку). Отримані рівняння руху розв'язано на ЕОМ методом Адамса, для чого розроблено алгоритм і спеціальну програму з використанням Delphi. Як збурювальні впливи використано випадкові мікропрофілі лісових доріг та закони зміни кута складання напіврам у вигляді $\gamma_w = f(t)$ залежно від виконуваного маневру ("входження у коло", "вихід з кола" чи "змінування смуги руху").

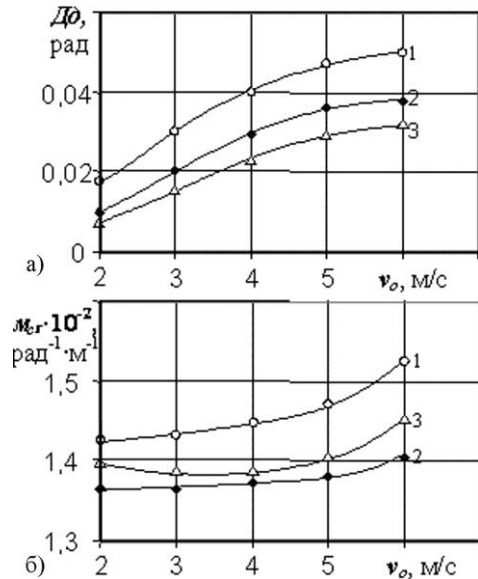


Рис. 2. Статичні характеристики керуваності лісотранспортних машин із шарнірною рамою: а – повертальність $\Delta\delta$; б – чутливість до керувальної дії μ_{CT} ; 1 – двовісний тягач з розпуском і пакетом стовбурів; 2 – двовісний тягач з напівпричепом і пакетом сортиментів; 3 – двовісний тягач

Аналіз результатів. Керуваність різних за складом лісотранспортних машин оцінено повертальністю $\Delta\delta$ і чутливістю машини до керувальної дії μ_{CT} (рис. 2). За результатами аналізу виконаних експериментів та суб'єктивними оцінками оператора можна стверджувати, що найкращі показники з точки зору керуваності має двовісний тягач і найгірші – двовісний тягач з розпуском і пакетом деревини. Пояснюється це значним розвантаженням переднього моста. Збільшення швидкості руху від 2 до 6 м/с зумовлює зростання повертальності машин у 2-3 рази і чутливості до керувальних впливів на 7-10 %.

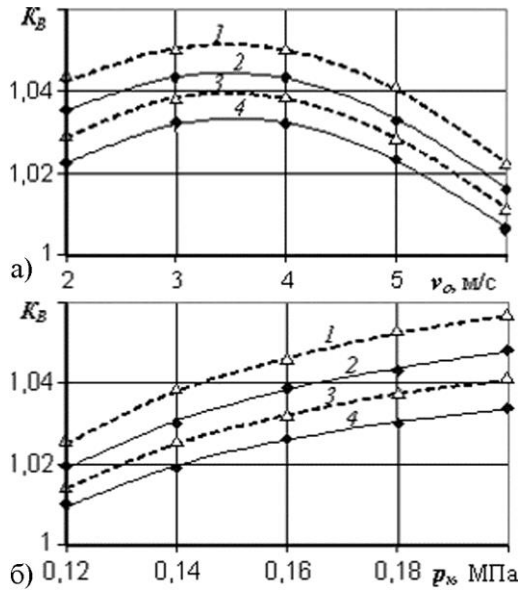


Рис. 3. Залежність коефіцієнта відносного видовження шляху від швидкості поступального руху (а) і тиску повітря в шинах (б) під час переїзду поодинокі порогової нерівності ($h_n=0,10$ м, кермо нерухоме): --- – сортиментовоз з розпуском; — – сортиментовоз з напівпричепом; 1 – $m_n=6000$ кг; 2 – $m_n=2500$ кг; 3 і 4 – $m_n=0$ кг

Стійкість руху лісотransпортних машин оцінено коефіцієнтом відносного видовження шляху K_B під час переїзду поодинокі порогової нерівності (рис. 3), середніми швидкостями бокового зміщення і кутовими швидкостями повертання передньої напіврами тягача під час переїзду порогової нерівності та руху лісовими дорогами (рис. 4).

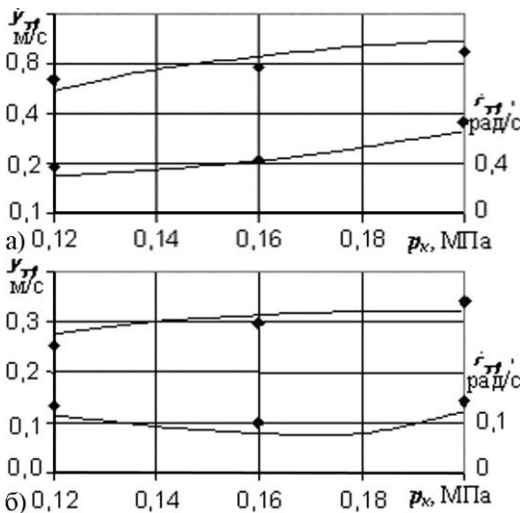


Рис. 4. Залежність середньої швидкості бокового зміщення і кутової швидкості повертання передньої напіврами трактора ЛТ-157 від тиску повітря в шинах ($v_0=4$ м/с): а – під час переїзду порогової нерівності; б – під час руху лісовими автомобільними дорогами; — – експериментальні точки

За результатами дослідження (див. рис. 3, а), можна зробити висновок про неоднозначність впливу на K_B швидкості руху досліджуваних машин. Це обумовлено значним зростанням частоти коливальних процесів зі збільшенням швидкості руху. Зниження тиску повітря в шинах сприяє зменшенню K_B , що пояснюється зменшенням впливу нерівностей на

транспортну систему завдяки поліпшенню демпфувальних властивостей шин і гасінню ними частини енергії бокових коливань (див. рис. 3, б). Істотно позначається на величині K_B і стан опірної поверхні. Так, на вологій ґрунтовій поверхні значення K_B для всіх досліджуваних КЛТС збільшувалося на 3-6 %.

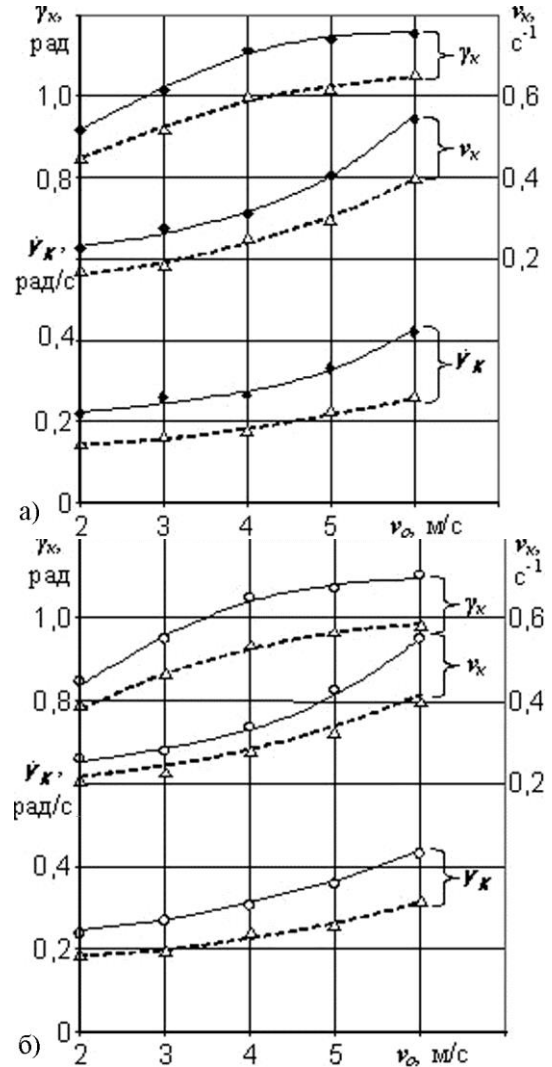


Рис. 5. Залежність середньої кутової швидкості $\dot{\gamma}_k$, середнього інтегрального кута γ_k і частоти повертання керма ν_k від швидкості поступального руху і маси пакета деревини під час руху лісовими автомобільними дорогами ($p_k=0,12$ МПа): а – сортиментовоз із розпуском; б – сортиментовоз із напівпричепом; — – $m_n=6000$ кг; — – $m_n=2500$ кг; ---- – $m_n=0$ кг

Підвищення тиску повітря у шинах від 0,12 до 0,20 МПа під час переїзду поодинокі порогової нерівності призводить до зростання кутових і лінійних переміщень трактора (рис. 4, а) через зменшення частки енергії коливань, що поглинається шинами. Так, підвищення p_k у вказаних межах спричиняє зростання швидкості лінійних бокових коливань передньої напіврами трактора в горизонтальній площині на 43-47 %, а кутових – на 27-32 %. Підвищення тиску у вказаних межах під час руху лісовими дорогами (рис. 4, б) призводить спочатку до зниження кутових коливань передньої напіврами в горизонтальній площині на 22-27 % (до $p_k=0,18$ МПа),

а пізніше до деякого їх зростання. Аналогічний характер коливань спостерігається і для задньої напіврама. Зниження рівня коливань пояснюється підвищенням власних частот і, як наслідок, зменшенням їх впливу на стійкість руху машини. Це означає, що збільшення тиску повітря в шинах у певних межах зумовлює зменшення кутових коливань трактора в горизонтальній площині.

Напруженість роботи оператора оцінено за величинами середньої кутової швидкості повертання керма $\dot{\gamma}_k$, середнього інтегрального кута γ_k та частоти повертання керма ν_k (рис. 5).

Аналізуючи вплив експлуатаційних факторів на керованість і стійкість руху, можна зауважити, що збільшення швидкості поступального руху для усіх досліджуваних КЛТС призводить до зростання інтенсивності впливу водія на кермовий механізм. Під час руху з великими швидкостями за відсутності навантаження дорогою з асфальтним покриттям характер зміни як показників оцінки стійкості руху, так і керованості для різних за складом КЛТС аналогічний до відповідних показників під час руху лісовими ґрунтовими дорогами. За такої ситуації значення $\ddot{\gamma}_m$, $\dot{\gamma}_m$ і γ_k дещо менші, а $\dot{\gamma}_k$ і ν_k дещо більші, ніж відповідні значення, отримані на ґрунтових дорогах.

Установлено, що збільшення маси пакета деревини для КЛТС у складі "тягач + напівпричіп + пакет деревини" з 1250 до 2500 кг під час керованого руху призводить до зниження стійкості заданого напрямку руху на 25-30 % і з 3000 до 6000 кг для КЛТС у складі "тягач + причіп-розпуск + пакет напівстовбурів" – на 25-30 %.

Висновки та узагальнення. Аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень показав, що характеристики керованості та курсової стійкості значною мірою залежать від конструктивної схеми КЛТС. Позаяк коефіцієнт корисного навантаження (відношення маси вантажу до маси машини) для лісотransпортних машин становить 0,9-2,0, то статичні характеристики КЛТС з вантажем і без нього істотно відрізняються.

Для поліпшення керованості та підвищення курсової стійкості колісних лісотransпортних машин із шарнірною рамою класу тяги 20-30 кН рекомендовано низку заходів:

- установлювати у вертикальному шарнірі з'єднання напіврам пружний блокувальний пристрій з коефіцієнтом кругової жорсткості понад 2000 кНм/рад (стійкість заданого напрямку руху підвищується на 5-10 %);
- застосовувати широкопрофільні шини низького тиску з коефіцієнтами бокової жорсткості та демпфування понад 200 кН/м та 25 кНс/м відповідно (повертальність зменшується на 7-12 %, статична стійкість – на 10-15 % і тривалість реакції машин на повертання керма – на 5-8 %);
- коефіцієнти жорсткості і демпфування гідравлічного механізму повертання мають бути понад 1200 кНм/рад та 10 кНмс/рад відповідно (стійкість заданого напрямку руху підвищується на 12-17 %);
- передатні числа кермового механізму потрібно вибирати з умови забезпечення максимальної швидкості складання напіврам 0,35-0,50 рад/с (відставання механізму повертання від кута повертання керма під час різкого повертання останнього зменшується на 8-10 %).

ЛІТЕРАТУРА

1. Библюк Н.И. Моделирование криволинейного курсового движения колесной лесотранспортной системы / Н.И. Библюк, Н.И. Герис // Лесной журнал : Известия ВУЗов России. – 1992. – № 6. – С. 42-48
2. Библюк Н.И. Моделирование криволинейного курсового руху колісного трактора з шарнірно-зчленованою рамою / Н.И. Библюк, М.І. Герис // Вісник ЛДАУ: Агроінженерні дослідження. – Дубляни : Вид-во ЛДАУ. – 1998. – Вип. 2. – С. 102-105.
3. Библюк Н.И. Экспериментальные исследования курсовой стійкості лісотransпортних засобів / Н.И. Библюк, В.Г. Пузанов, М.І. Герис // Науковий вісник УкрДЛТУ : зб. наук.-техн. праць. – Львів : Вид-во УкрДЛТУ. – 1998. – Вип. 8. – С. 46-53.
4. Библюк Н.И. Лісотransпортні засоби : підручник / Н.И. Библюк. – Львів : Вид. дім "Панорама", 2004. – 456 с.
5. Герис М.І. Добір показників оцінки стійкості і керованості руху колісної лісотransпортної системи / М.І. Герис // Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість : міжвідомч. наук.-техн. зб. – Львів : Вид-во "Світ". – 1995. – Вип. 25. – С. 48-50.
6. Жуков А.В. Теория лесных машин / А.В. Жуков. – Мн. : Изд-во БГТУ, 2001. – 640 с.
7. Bybluk N. Influence of parameters of the wheeled timber machines on controllability and stability of their motion / N. Bybluk, M. Herys, M. Borys // Mobilné energetické prostredky – Hydraulika – Životné prostredie – Ergonómia mobilných strojov : zborník vedeckých recenzovaných prác. – Zvolen, 20 september 2011. – 2011. – P. 25-35.

Н.И. Библюк, Н.И. Герис, Н.М. Борис

МОДЕЛИРОВАНИЕ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ, ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ КОЛЕСНЫХ ЛЕСОТРАСПОРТНЫХ МАШИН С ШАРНИРНОЙ РАМОЙ

Разработана математическая модель курсового криволинейного движения обобщенной колесной лесотransпортной машины с учетом параметров опорной поверхности лесных дорог, пакета древесины, характеристик увода шин, гидравлического рулевого управления, угловых колебаний в горизонтальной и вертикальной поперечной плоскостях. Установлены закономерности влияния эксплуатационных факторов и конструктивных параметров колесных лесотransпортных машин с шарнирной рамой на устойчивость их движения и управляемость, а также разработаны рекомендации по выбору рациональных конструктивных параметров.

Ключевые слова: колесные лесотransпортные машины, математическая модель, курсовая устойчивость, управляемость.

N.I. Byblyuk, M.I. Herys, M.M. Borys

SIMULATION OF CURVILINEAR MOTION AND EVALUATION OF STABILITY AND CONTROLLABILITY OF WHEELED TIMBER MACHINES WITH A SWIVEL FRAME

Generalized mathematical model of curvilinear motion of the typical wheeled timber machines with the swivel frame are elaborated in the dissertation taking into account the parameters of forest road surface, features of timber, tires, steering unit, and also angular vibrations in horizontal and vertical transversal planes. The regularity of the wheeled timber machine parameters influencing on their controllability and stability have been conformed and their rational structural parameters have been substantiated.

Keywords: the timber transport machinery, mathematical model, the road surface, maneuverability.

