

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ПІДВІСКИ НА ПЛАВНІСТЬ ХОДУ І ДИНАМІЧНУ НАВАНТАЖЕНІСТЬ ЛІСОВОЗНОГО РОЗПУСКА

На основаних аналіза вертикальних коливань лісовозного розпуска розроблені рекомендації по удешевленню його конструкції и ефективности использования.

Based on the analysis of vertical vibrations of logging pole trailer it is substantiated recommendations for improving its design and efficiency of usage.

Вступ

У гірських умовах на вивезенні сортментів у комплекті з лісовозними автомобілями використовуються одновісні ресорні і двовісні безресорні розпуски, які в порожньому стані найчастіше не перевозяться на шасі автомобіля. Відсутність ресор різко знижує плавність ходу розпусків і надійність їх деталей і вузлів у русі з вантажем, підвищує руйнування опорної поверхні, а для руху порожніх розпусків своїм ходом їх підвіска взагалі є не пристосованою [1–3].

Виконані дослідження

У роботах [1, 3, 6] досліджено вплив параметрів коливання загального компонування автопотяга у складі автомобіля і одновісного розпуска, пружних характеристик пакета стовбурів і типу підвіски на плавність ходу одновісного розпуска. На підставі аналізу впливу зв'язків між підресорними масами тягача і розпуска, навантажених сортментами, встановлено, що нехтування ними призводить до похибки у вирахуванні середньоквадратичних прискорень розпуска в 4–9 % [6], що підтверджує можливість вивчення коливань розпуска незалежно від коливань автомобіля.

Мета досліджень

Викладені методика і результати розрахунків є продовженням попередньо проведених досліджень і спрямовані на виявлення впливу наявності вантажу, ресорної підвіски і балансируного зв'язку осей на плавність ходу, стійкість руху і динамічну навантаженість елементів розпусків сортментовозів з метою розроблення рекомендацій для покращення їх конструкції і ефективності використання на вивезенні деревини в гірських умовах.

Методика досліджень

Як вимірники плавності ходу і динамічної навантаженості елементів ходової частини використовуємо середньоквадратичні значення вертикальних прискорень рами

розпуска \ddot{z} , динамічних навантажень на ресору Q , вертикальних реакцій між колесами і дорогою R , а також коефіцієнту динамічності [4].

Параметри плавності ходу і динамічного навантаження елементів ходової частини розраховуємо з використанням методів теорії стаціонарних випадкових процесів [5].

Вирази амплітудно-частотних характеристик, потрібних для визначення спектральної щільності та середньоквадратичних значень параметрів, отримуємо внаслідок розв'язання диференціальних рівнянь, які описують вертикальні лінійні, поперечно-кутові і поздовжньо-кутові незалежні коливання лісовозного розпуска як тримасової системи з двома входами (рис. 1).

Колівальна схема лісовозного розпуска як складова лісовозного автопотяга складається з підресореної маси завантаженого розпуска m , що опирається на підвіску, і моделюється пружиною та амортизатором, які характеризують радіальну жорсткість c_p підвіски і затухання k_p в ній, непідресорених мас m_a і m_o ($m_a + m_o = m_w$). Непідресорені маси зв'язані з дорогою через шини, що відтворюються пружиною і амортизатором, які характеризують жорсткість шин $2c_w$ і затухання $2k_w$ в них. Розпуск з'єднано з тягачем пружиною і амортизатором, які відтворюють жорсткість c_w і опір k_w пружного елемента зчпного пристрою рами і дишла розпуска EJ , а також лив хрещатого зчеплення. До коліс розпуска у вигляді пружного і амортизувального елемента зведена тангенціальна жорсткість c_{wp} і опір k_{wp} шин.

Колівання підресореної маси розпуска характеризується лінійним переміщенням центрів підресорених z і непідресорених ξ мас розпуска вздовж вертикальної осі, кутовими переміщеннями α навколо поперечної і β навколо поздовжньої осей, лінійними переміщеннями x уздовж поздовжньої осі.

Поздовжньо-кутові коливання розпуска здійснюються навколо точки зв'язку розпуска з пакетом деревини, яку внаслідок наявності щільності у з'єднаннях стояка коника з його основою можна вважати лінійною.

Розрахункові схеми (рис. 1) описуються рівняннями:
вертикальні коливання (а)

$$\begin{aligned}
 m\ddot{z} + 2k_p(\dot{z} - \dot{\xi}_{аб}) - 2c_p(z - \xi_{аб}) &= 0; \\
 m_a\ddot{\xi}_a - k_{ш}(\dot{z} - \dot{\xi}_{аб}) - c_p(z - \xi_{аб}) + \\
 + 2k_{ш}(\dot{\xi}_a - \dot{q}_a) + 2c_{ш}(\xi_a - q_a) &= 0; \\
 m_b\ddot{\xi}_b - k_{ш}(\dot{z} - \dot{\xi}_{аб}) - c_p(z - \xi_{аб}) + \\
 + 2k_{ш}(\dot{\xi}_b - \dot{q}_b) + 2c_{ш}(\xi_b - q_b) &= 0; \\
 \xi_{аб} &= (\xi_a - \xi_b) / 2;
 \end{aligned}$$

поздовжно-кутові коливання (б)

$$\begin{aligned}
 (m\rho_y^2 + m_{аб}h_3^2)\ddot{\alpha}_p + (k_{зч}h_1^2 + k_{шп}h_4^2)\dot{\alpha}_p + \\
 (3EJ_{д}/l_{д} + c_{зч}h_1^2 + c_{шп}h_4^2)\alpha_p + \\
 + [2k_{ш}(\dot{\xi} - \dot{q})]h_3(f_3 + \dot{q}/\nu + \\
 + [2c_{ш}(\xi - q)]h_3(f_3 + \dot{q}/\nu - \\
 Gh_3\dot{q}/\nu = 0.
 \end{aligned}$$

Тут $G = G_p + G_{п}l_1/l_0$;

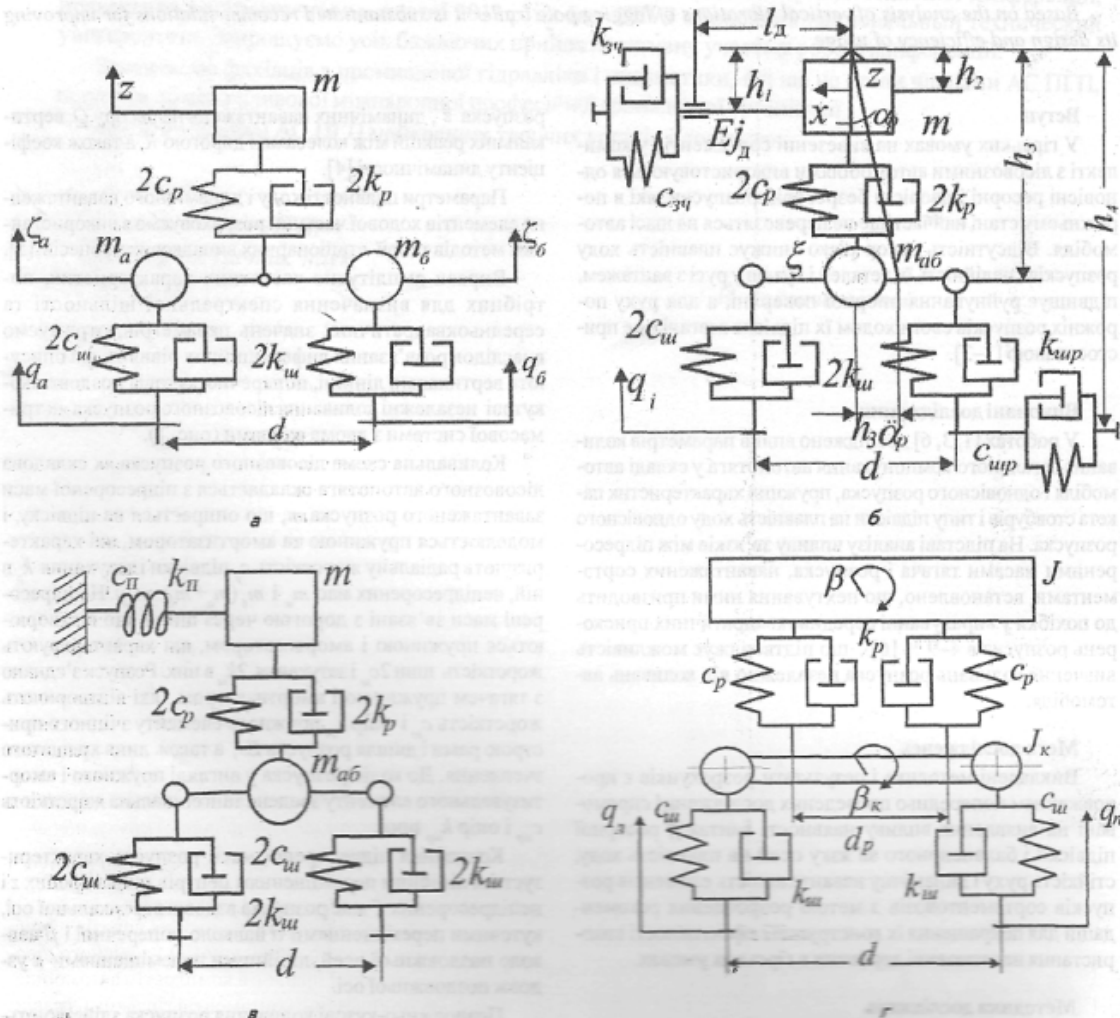


Рис. 1. Розрахункові схеми вертикальних (а), поздовжно-кутових (б) і поперечно-кутових (в, г) незалежних коливань лісового розпуски.

поперечно-кутові коливання (β, θ)

$$J_3 \ddot{\beta} + k_{34} \dot{\beta} + c_{34} \beta + 2k_p d_p^2 (\dot{\beta} - \dot{\beta}_\kappa) + 2(c_p d_p^2 + c'_p) (\beta - \beta_\kappa);$$

$$J_{\kappa 3} \ddot{\beta} - 2k_p d_p^2 (\dot{\beta} - \dot{\beta}_\kappa) - 2(c_p d_p^2 + c'_p) (\beta - \beta_\kappa) + 2c_{ш} d^2 (\dot{\beta}_\kappa - \dot{\beta}_{аб}) + 2c_{ш} d^2 (\beta_\kappa - \beta_{аб});$$

$$\beta = (\beta_a - \beta_b) / 2;$$

де $J = m \rho_x^2$ та $J_\kappa = m_\kappa \rho_{\kappa x}^2$ — моменти інерції відповідно підресореної і непідресореної мас розпуску відносно їх поперечних осей; ρ_x і $\rho_{\kappa x}$ — радіуси інерції;

Наводимо остаточні вирази для розрахунку амплітудно-частотних характеристик:

лінійних прискорень підресореної маси розпуску

$$W_z(\omega) = \omega^2 \frac{D_z}{D} k_H;$$

поперечних кутових переміщень підресореної маси

$$W_\beta(\omega) = \frac{D_\beta}{D'} k_H;$$

динамічного навантаження на ресору

$$W_Q(\omega) = \sqrt{c_p^2 + k_p^2 \omega^2} \frac{D_Q}{D},$$

вертикальних реакцій між колесами і дорогою

$$W_R(\omega) = \sqrt{4c_{ш}^2 + 4k_{ш}^2 \omega^2} \frac{D_R}{D},$$

навантажень у зчипному пристрої

$$W_p(\omega) = h_2 h_3 \sqrt{c_{34}^2 + \omega^2 k_{34}^2} \frac{D_{ш}}{D_p D}.$$

У наведених виразах:

$$D_z = \sqrt{a_\omega^2 + b_\omega^2}; \quad D = \sqrt{c_\omega^2 + d_\omega^2};$$

$$D_\beta = \sqrt{a'_\omega^2 + b'_\omega^2}; \quad D' = \sqrt{c'_\omega^2 + d'_\omega^2};$$

$$D_Q = \sqrt{(a_\omega - c_\omega)^2 + (b_\omega - f_\omega)^2};$$

$$D_R = \sqrt{(e_\omega - c_\omega)^2 + (f_\omega - d_\omega)^2};$$

$$k_H = 0,5 \sqrt{(1 + \cos \omega d / v)^2 + (\sin \omega d / v)^2},$$

де $a_\omega = b_{12} b_{23} - a_{12} a_{23}$;

$$b_\omega = a_{12} b_{23} + b_{23} + b_{12} a_{23};$$

$$c_\omega = a_{11} a_{22} - b_{11} b_{22} - a_{12} a_{21} + b_{12} b_{21};$$

$$d_\omega = a_{11} b_{22} + b_{11} a_{22} - a_{12} b_{21} - b_{12} a_{21};$$

$$e_\omega = a_{11} a_{23} - b_{11} b_{23};$$

$$f_\omega = a_{11} b_{23} + a_{23} b_{11};$$

тут $a_{11} = -(m_p + m_\Pi) \omega^2 + 2c_p$;

$$b_{11} = 2k_p \omega; \quad a_{12} = -2c_p;$$

$$b_{12} = 2k_p \omega; \quad b_{22} = (2k_p + 4k_{ш}) \omega;$$

$$a_{21} = a_{12}; \quad a_{23} = 4c_{ш}; \quad b_{21} = b_{12};$$

$$a_{22} = -m \omega^2 + 2c_p + 4c_{ш}; \quad b_{23} = 4k_{ш} \omega;$$

$$a'_{11} = -(m_p + m_\Pi) \rho_\Pi^2 \omega^2 + 2(c_p d_p^2 + c'_p) + c_\Pi;$$

$$b'_{11} = (k_\Pi + 2k_p d_p^2) \omega; \quad b'_{21} = b'_{12};$$

$$a'_{12} = -2(c_p d_p^2 + c'_p);$$

$$b'_{12} = -2k_p d_p^2 \omega; \quad a'_{21} = a'_{12};$$

$$a'_{22} = -m \rho_x^2 \omega^2 + 2(c_p d_p^2 + c'_p) + 4c_{ш} d^2;$$

$$a'_{23} = 4c_{ш} d^2; \quad b'_{23} = 4k_{ш} d^2 \omega.$$

Тут q_i — i -та ордината мікропрофілю, m ; ξ_i — переміщення i -ї осі розпуску, m ($i=a, b$); ($\xi_a + \xi_b = \xi_{аб}$); b — база розпуску, m ; l — довжина дишла, m ; h_i ($i=1, 2, 3, 4$) — геометричні параметри, m ; v — швидкість руху, m/c ; ω — кругова частота, $1/c$; c'_p — жорсткість ресор розпуску на кручення, $\kappa H m^2$

На підставі наведених розрахункових виразів обчислено параметри коливань одновісного і двовісного лісовозного розпуску, який працює в комплекті з автомобілями МАЗ-5434 на вивезенні сортиментів гірських гравійними дорогами в Карпатах для корисного навантаження на розпуск 14,8 κH (рис. 2, 3).

Розрахунки проведено для таких значень параметрів одновісного 1-Р-8 і двовісного 9383-012 розпусків у складі лісовозного автопотяга-сортаментовоза на базі автомобіля МАЗ-5434:

Розпуски	$m_p, кг$	$m_{об}, кг$	$l_{об}, см$	$d, см$
1-вісний	9050	1130	3050	-
2-вісний	16190	1950	3050	1710

Аналіз результатів

Як видно з показаних графічних залежностей, протягом руху одновісного розпуска без вантажу вертикальні прискорення зростають у порівнянні із навантаженням розпуском в 5–16 разів, коефіцієнт динамічності ($K_d = 1 + Q_{ст}/Q_d$) — в 5–11 разів, навантаження на ресору — в 0,5–1,4 разів, вертикальні реакції — в 1,2–1,6 разів, що обумовлює зростання кількості відривів коліс від дороги та ймовірність пробивання підвіски (рис. 2а), і засвідчує про необхідність перевезення порожнього розпуска на шасі автомобіля або, якщо це неможливо, удосконалення наявної підвіски розпуска.

Застосування балансірної підвіски зменшує вертикальні прискорення лісовозного розпуска на 25–45%, хоча вони залишаються все ж таки вищими від гранично допустимих (рис. 2б).

Установлення ресор на двовісних лісовозних розпусках, призначених для вивезення сортаментів, дозволяє зменшити вертикальні прискорення на 65–80% (для жорсткості ресор 1000 кН/м) і забезпечити потрібну плавність ходу (рис. 2б).

Задовільні плавність ходу, динамічна завантаженість, стійкість руху навантаженого лісовозного розпуска з автомобілем МАЗ гірськими гравійними дорогами у доброму стані забезпечується за сумарної жорсткості ресор 1400–2200 кН/м, що відповідає статичному прогину ресор 7,0–4,5 см.

Наявність поздовжньо-кутових переміщень розпуска навколо точки зв'язку його з пакетом (рис. 3а, б), зумовлених податливістю зчіпного пристрою: дишла, рами тощо, надає значні поздовжні зусилля, які діють на рами автомобіля і розпуска уздовж осі дишла (рис. 3в). Найменші зусилля виникають у разі кріплення дишла безпосередньо до коника автомобіля, що забезпечує жорстке з'єднання розпуска з пакетом, у цьому разі не тільки істотно зменшується зношення елементів розпуска і зчіпного пристрою, але й усувається кінематична невідповідність, яка має місце у двоточковому зв'язку розпуска з автомобілем через пакет і зчіпний пристрій.

Висновки

Ефективність використання лісовозних розпусків на лісовозних гравійних шляхах господарського призначення, зокрема швидкості руху, плавності ходу, довговічності ходової частини значною мірою залежить від обґрунтованого вибору типу розпуска і параметрів його системи підресорювання залежно від заданих умов експлуатації.

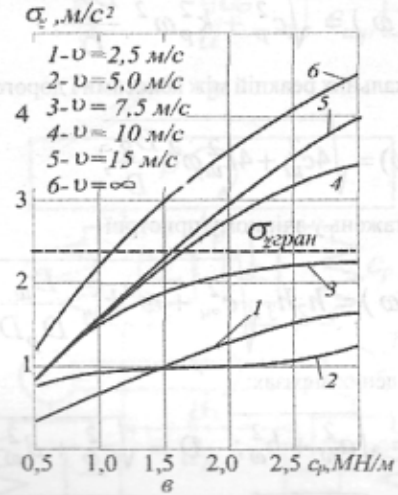
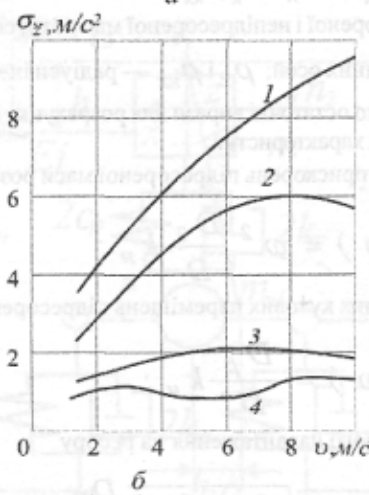
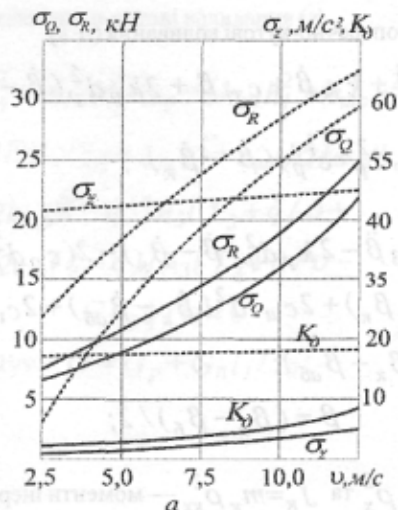


Рис. 2. Залежність середньоквадратичних значень вертикальних прискорень, навантажень на ресору, вертикальних реакцій між колесами і дорогою та коефіцієнта динамічності від швидкості руху (а і б) і жорсткості ресор розпуска (в): — з вантажем; — без вантажу; 1 — безресорного небалансірного; 2 — безресорного балансірного; 3 — ресорного не балансірного; 4 — ресорного балансірного.

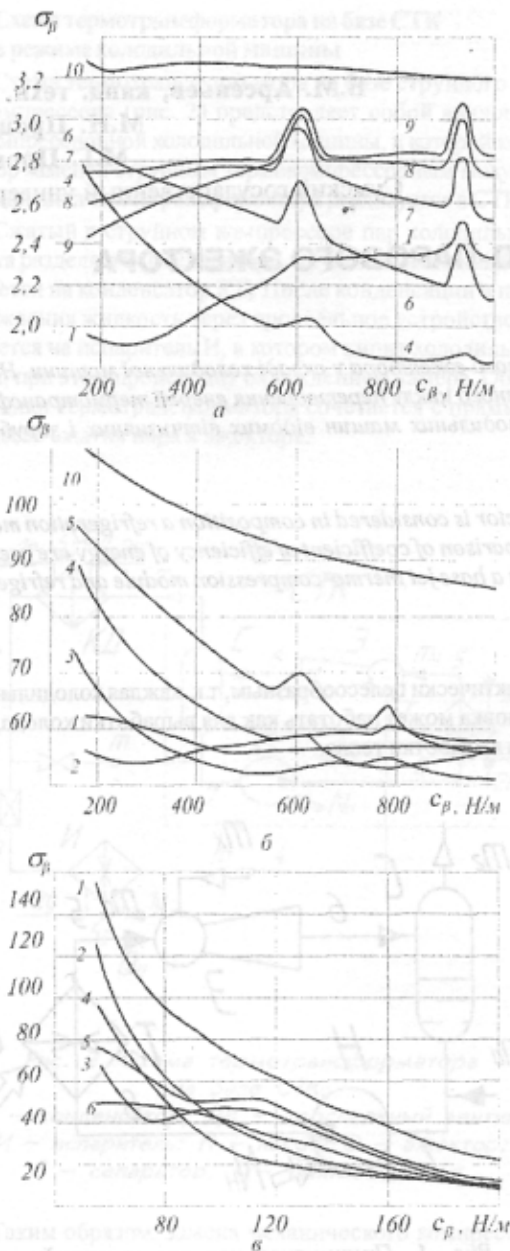


Рис. 3. Залежність середньоквадратичних значень кутових переміщень у вертикальній поздовжній площині від кутової жорсткості ресор для магістралі (а) і вітки (б) лісовозної дороги і навантажень у зчпному пристрої від зведеної кутової жорсткості (в): 1 – $E = 1,25$ м/с; 2 – $\nu = 2,5$ м/с; 3 – $\nu = 3,75$ м/с; 4 – $E = 5$ м/с; 5 – $\nu = 6,25$ м/с; 6 – $\nu = 7,5$ м/с; 7 – $\nu = 10$ м/с; 8 – $\nu = 12,5$ м/с; 9 – $\nu = 15$ м/с; 10 – $\nu = \infty$.

Література

1. Библюк, Н.І. Лісотransпортні засоби: Теорія: Підручник до ВНЗ. — Львів: УкрДЛТУ, 2004. — 456 с.
2. Библюк, Н.І. Екологічна сумісність наявних технологій лісозаготівлі з природнім середовищем: Європейський досвід і українські реалії // Наукові праці: 36. наук. робіт ЛАН України. — Львів: УкрДЛТУ. — 2004. — Вип. 3. — С. 118—132.
3. Библюк, Н., Стиранівський, О., Адамовський, А. Обгрунтування параметрів колісних лісотransпортних засобів // Праці наукового товариства ім. Шевченка. Том II. — Львів: Екотехнології, 1998. — С. 601—618.
4. Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
5. Силаев, А.А. Спектральная теория поддресорования транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1972. — 192 с.
6. Библюк, Н.И. О выборе расчетной модели при исследовании вертикальных колебаний лесовозного автопоезда // Лесной журнал. — 1977. — №1. — С. 39—44.

Надійшла 16.06.2010 р.