

УДК 629.02

Б.В. БІЛИК¹, Н.В. ШЕВЧЕНКО²

ЩОДО СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ДВОВІСНИХ БАЛАНСИРНИХ ЛІСОВОЗНИХ РОЗПУСКІВ

Обґрунтовано доцільність встановлення ресор на двовісні лісовозні розпуски із жорсткою балансиною підвіскою. Подано схеми еквівалентних динамічних моделей і рівняння вертикальних коливань цих розпусків з урахуванням явища відривання коліс від поверхні дороги. Розглянуто результати імітаційного моделювання коливань і динамічних навантажень на дорожнє покриття розпуски без ресор і розпуски з балансиною ресорною підвіскою. Встановлено вплив розмірів нерівностей та співвідношення шляхової і власної частот коливань мас розпуски на зростання динамічних навантажень на дорогу під колесами як ненавантажених розпусків, так і з пакетом стовбурів.

Ключові слова: двовісний лісовозний розпуск, балансира жорстка підвіска, балансира ресорна підвіска, вертикальні коливання, динамічні навантаження на дорогу, імітаційне моделювання.

Вступ. Взаємодію лісовозних автопотягів з дорогою досліджували неодноразово, але їхня роль у руйнуванні як лісових доріг, так і доріг загального призначення, переважно, залишалась поза увагою. Водночас, внаслідок інтенсивних вертикальних коливань обох ланок автопотяга (автомобіля-тягача та причепа-розпуски), виникають значні динамічні навантаження на дорогу, які сприяють її інтенсивному руйнуванню.

Як показали дослідження [4], рух лісовозних автопотягів супроводжується частим відриванням коліс від поверхні дороги, отже – і надмірними динамічними навантаженнями на її покриття. Особливо частим є відривання коліс ненавантажених розпусків без пружної підвіски, хоч у лісових підприємствах їх широко застосовують. Це зумовило потребу розглянути коливання розпусків більш детально.

Об'єкт і методика. Об'єктами дослідження є двовісний балансирий лісовозний розпуск ГKB-9851-010 без ресор і розпуск із ресорно-балансиною підвіскою, який можна створити на його базі. Власна маса цих розпусків – 3400 кг та 4000 кг відповідно, вантажність $m_0 = 8500$ кг. Для обох випадків складено еквівалентні динамічні моделі (рис.1) та математичні моделі вертикальних коливань. Прийняті еквівалентні схеми балансирно-ресорних підвісок відповідають їхній будові, на відміну від схеми, наведеної проф. Яценко Н.Н. [1], де є тільки один пружний елемент, який розташований між шарніром балансира і масою розпуски, що не відповідає дійсності. У прийнятій еквівалентній схемі ресора моделюється жорсткою балкою-балансиром і двома пружними елементами.

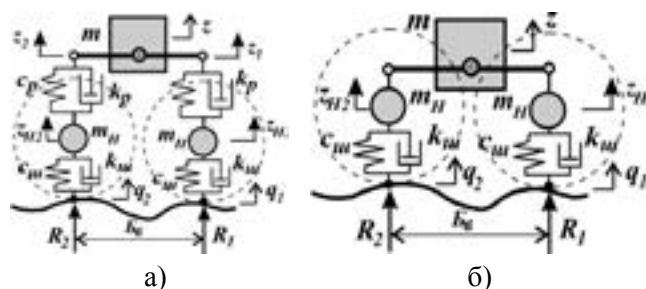


Рис. 1. Схеми еквівалентних динамічних моделей для розрахунку вертикальних коливань двовісних розпусків:
а) із ресорно-балансиною підвіскою;
б) із жорстким балансиром

Для порівняння ефективності систем підресорювання балансирих розпусків без ресор і з ресорами, порівнювали інтенсивність коливань і динамічні навантаження на дорогу під час їхнього переїзду через поодинокі вибоїни та горбки різної довжини, типові для доріг загального призначення, на яких лісовозні автопотяги рухаються з максимально можливими швидкостями.

За результатами імітаційного моделювання проведено аналіз динамічних навантажень на дорогу з боку навантажених і ненавантажених розпусків і розглянуто явище відривання коліс від поверхні дороги.

У наведених моделях прийнято такі позначення: m – підресорена маса розпуски, тобто маса його частин над ресорною-балансиром або його жорстким балансиrom з урахуванням вантажу; m_H – маса кожної з його осей (непідресорені маси); c_p – коефіцієнт жорсткості двох напівресор, віднесених до однієї осі розпуски;

¹ БІЛИК Богдан Васильович – член-кореспондент Лісівничої академії наук України, кандидат технічних наук, професор кафедри лісових машин та гідравліки, Національний лісотехнічний університет України. м. Львів, Україна. Тел.: +38(032) 233-96-69. E-mail: bilykbv@ukr.net

² ШЕВЧЕНКО Наталія Василівна – кандидат технічних наук, доцент кафедри лісових машин та гідравліки, Національний лісотехнічний університет України. м. Львів, Україна. Тел.: +38(032) 241-97-16

c_u – коефіцієнт жорсткості шин коліс передньої або задньої осей розпуски; k_p, k_u – коефіцієнти в'язкого тертя у ресорах і шинах однієї з осей розпуски; q_1, q_2 – функції мікропрофілю, що збурюють коливання передньої і задньої осей; B_0 – база візка розпуски.

Обидві динамічні моделі розпусків мають по три коливальні маси. Наявність балансірного зв'язку між осями зумовлює чотири ступені вільності розпуски з ресорами, і його коливальний рух описується узагальненими координатами z_1, z_2, z_{H1}, z_{H2} – вертикальними переміщеннями переднього та заднього кінців балансира та передньої і задньої осей розпуски (непідресорених мас m_H). Оскільки балансір з'єднаний з рамою шарнірно, то вертикальні коливання z підресореної маси m залежать від переміщень кінців балансира і визначаються залежністю $z = (z_1 + z_2) / 2$.

Еквівалентна модель розпуски без ресор має два ступені вільності – його коливання описуються двома незалежними переміщеннями z_{H1} і z_{H2} осей коліс. Коливання маси m над балансіром розпуски визначають як $z = (z_{H1} + z_{H2}) / 2$. Для отримання рівнянь коливань обох розпусків використано рівняння Лагранжа II роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_i} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_i} \right) + \left(\frac{\partial D}{\partial \dot{z}_i} \right) + \left(\frac{\partial \Pi}{\partial z_i} \right) = 0, \quad (1)$$

де T, D, Π – кінетична енергія, дисипативна функція та потенціальна енергія еквівалентної динамічної системи.

Під час руху автопотяга з вантажем, пакет стовбурів виконує кутові коливання у поздовжній вертикальній площині. Оскільки він вільно опирається в двох точках – на кониках автомобіля й розпуски, то вертикальні переміщення цих точок викликають кутові коливання (хитання) пакета (рис. 2).

Кінетична енергія двовісного розпуски із ресорно-балансиною підвіскою – це сума кінетичних енергій коливальних його мас, тобто квадратична функція узагальнених координат. Квадрат швидкості вертикальних коливань підресореної маси m розпуски визначають залежністю $\dot{z}^2 = (\dot{z}_1 + \dot{z}_2)^2 / 4$, а похідна кута «хитання» α пакета, спричиненого цими

коливаннями, дорівнює $\alpha \approx \frac{\dot{z} - \dot{z}_{ka}}{l_k}$, де l_k – відстань

між кониками автопотяга; \dot{z}_{ka} – швидкість коливань коника над заднім візком автомобіля-тягача. Беручи до уваги, що до моменту наїзду коліс розпуски на нерівність коливання автомобіля, які вона спричинила, затухають, то можна прийняти $\dot{z}_{ka} = 0$. Тому вплив коливань автомобіля-тягача на кутові коливання розпуски можна не враховувати.

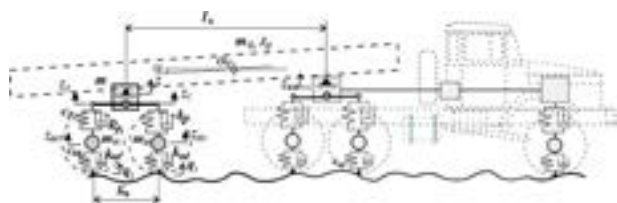


Рис. 2. Схема еквівалентної динамічної моделі автопотяга з пакетом напівстовбурів

Отже, кінетична енергія мас навантаженого балансірно-ресорного розпуски, з урахуванням енергії кутових коливань пакета стовбурів, дорівнюватиме

$$T = \frac{m}{8} (\dot{z}_1^2 + 2\dot{z}_1\dot{z}_2 + \dot{z}_2^2) + \frac{m_H\dot{z}_{H1}^2}{2} + \frac{m_H\dot{z}_{H2}^2}{2} + \frac{J_{yQ}}{8l_k^2} (\dot{z}_1^2 + 2\dot{z}_1\dot{z}_2 + \dot{z}_2^2),$$

де J_{yQ} – момент інерції пакета стовбурів відносно поперечної осі y , що проходить через лінію контакту пакета з коником автомобіля.

Згідно з теоремою Гюйгенса-Штейнера, момент інерції J_{yQ} визначаємо як $J_{yQ} = J_{yQ0} + m_Q l_k^2$, де J_{yQ0} момент інерції пакета стовбурів відносно поперечної осі, що проходить через його центр маси.

Дисипативну функцію прийнятої еквівалентної системи (рис. 1а) визначають залежністю

$$D = \frac{1}{2} (k_p(\dot{z}_{H1} - \dot{z}_1)^2 + k_p(\dot{z}_{H2} - \dot{z}_2)^2 + k_u(\dot{q}_1 - \dot{z}_{H1})^2 + k_u(\dot{q}_2 - \dot{z}_{H2})^2)$$

Якщо, під час коливань розпуски, колеса не відриваються від поверхні дороги, то потенціальну енергію можна визначати без урахування статичної деформації шин і ресор, оскільки коливання всіх мас відбуватимуться тільки відносно їхніх положень статичної рівноваги. У цьому випадку потенціальна енергія системи дорівнюватиме

$$\Pi = \frac{1}{2} (c_p(z_{H1} - z_1)^2 + c_p(z_{H2} - z_2)^2 + c_u(q_1 - z_{H1})^2 + c_u(q_2 - z_{H2})^2)$$

Часткові похідні від наведених виразів кінетичної, дисипативної та потенціальної енергій по відповідних незалежних координатах, матимуть вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_1} = \frac{m}{4} (\dot{z}_1 + \dot{z}_2) + \frac{J_{yQ}}{4l_k^2} (\dot{z}_1 + \dot{z}_2);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_2} = \frac{m}{4} (\dot{z}_1 + \dot{z}_2) + \frac{J_{yQ}}{4l_k^2} (\dot{z}_1 + \dot{z}_2);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_{H1}} = \frac{m_{H1}}{4} \dot{z}_{H1}; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{z}_{H2}} = \frac{m_{H2}}{4} \dot{z}_{H2};$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{z}_1} = k_p \dot{z}_{H1} - k_p \dot{z}_1;$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{z}_{H1}} = k_p \dot{z}_{H1} - k_p \dot{z}_1 - k_u \dot{q}_1 + k_u \dot{z}_{H1};$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{z}_2} = k_p \dot{z}_{H2} - k_p \dot{z}_2;$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{z}_{H2}} = c_p \dot{z}_{H2} - c_p \dot{z}_2 - c_u \dot{q}_2 + c_u \dot{z}_{H2};$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z_1} = c_p z_{H1} - c_p z_1; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial z_2} = c_p z_{H2} - c_p z_2;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \dot{z}_{H1}} = c_p z_{H1} - c_p z_1 - c_{ш} q_1 + c_{ш} \dot{z}_{H1};$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \dot{z}_{H2}} = c_p z_{H2} - c_p z_2 - c_{ш} q_2 + c_{ш} \dot{z}_{H2}$$

Підставляючи значення часткових похідних у рівняння (1), отримуємо систему диференціальних рівнянь вертикальних коливань розпуску для випадків, коли відсутнє відірвання коліс від поверхні дороги:

$$\frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_1 + k_p \dot{z}_1 + c_p z_1 + \frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_2 - k_p \dot{z}_{H1} - c_p z_{H1} = 0;$$

$$\frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_2 + k_p \dot{z}_2 + c_p z_2 + \frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_1 - k_p \dot{z}_{H2} - c_p z_{H2} = 0; \quad (2)$$

$$m_{H1} \ddot{z}_{H1} + (k_p + k_{ш}) \dot{z}_{H1} + (c_p + c_{ш}) z_{H1} - k_p \dot{z}_1 - c_p z_1 = k_{ш} \dot{q}_1 + c_{ш} q_1;$$

$$m_{H2} \ddot{z}_{H2} + (k_p + k_{ш}) \dot{z}_{H2} + (c_p + c_{ш}) z_{H2} - k_p \dot{z}_2 - c_p z_2 = k_{ш} \dot{q}_2 + c_{ш} q_2.$$

Коли, під час переїзду нерівностей дороги, стається відірвання коліс від поверхні, то потенціальну енергію розпуску треба визначати з урахуванням статичних деформацій ресор f_p і шин $f_{ш}$

$$\Pi = \frac{1}{2} (c_p (z_{H1} - z_1 + f_p)^2 + c_p (z_{H2} - z_2 + f_p)^2) + (c_{ш} (q_1 - z_{H1} + f_{ш})^2 + c_{ш} (q_2 - z_{H2} + f_{ш})^2).$$

Ознаками початку відірвання коліс від дороги тої чи іншої осі доцільно вважати зменшення нормальних реакцій дороги R_1 або R_2 до нуля, що відповідає, для прийнятої динамічної системи, залежностям:

$$R_1 = k_{ш} (\dot{q}_1 - \dot{z}_{H1}) + c_{ш} (q_1 - z_{H1}) \geq 0;$$

$$R_2 = k_{ш} (\dot{q}_2 - \dot{z}_{H2}) + c_{ш} (q_2 - z_{H2}) \geq 0.$$

Оскільки динамічні навантаження на дорогу дорівнюють нормальним реакціям, то надалі для означення навантажень і реакцій вживатимемо одні й ті ж позначення R_1 і R_2 .

Отже, у випадку відірвання від поверхні дороги коліс обох осей, коли $R_1 = 0$ та $R_2 = 0$, то рівняння вертикальних коливань розпуску з балансірно-ресорною підвіскою матимуть вигляд:

$$\frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_1 + k_p \dot{z}_1 + c_p z_1 + \frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_2 - k_p \dot{z}_{H1} - c_p (z_{H1} + f_p) = 0$$

$$\frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_2 + k_p \dot{z}_2 + c_p z_2 + \frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_1 - k_p \dot{z}_{H2} - c_p (z_{H2} + f_p) = 0;$$

$$m_{H1} \ddot{z}_{H1} + (k_p + k_{ш}) \dot{z}_{H1} + (c_p + c_{ш}) z_{H1} - k_p \dot{z}_1 - c_p (z_1 - f_p) = k_{ш} \dot{q}_1 + c_{ш} (q_1 + f_{ш});$$

$$m_{H2} \ddot{z}_{H2} + (k_p + k_{ш}) \dot{z}_{H2} + (c_p + c_{ш}) z_{H2} - k_p \dot{z}_2 - c_p (z_2 - f_p) = k_{ш} \dot{q}_2 + c_{ш} (q_2 + f_{ш}).$$

Аналогічно отримано рівняння коливань безресорного розпуску (рис. 1, б), які описується двома узагальненими координатами z_{H1} , z_{H2} . У випадку руху розпуску без відірвання коліс від поверхні рівняння мають вигляд:

$$\frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} + m_H \right) \ddot{z}_{H1} + k_{ш} \dot{z}_{H1} + c_{ш} z_{H1} + \frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_{H2} = k_{ш} \dot{q}_1 + c_{ш} q_1; \quad (4)$$

$$\frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} + m_H \right) \ddot{z}_{H2} + k_{ш} \dot{z}_{H2} + c_{ш} z_{H2} + \frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_{H1} = k_{ш} \dot{q}_2 + c_{ш} q_2. \quad (5)$$

Якщо колеса передньої чи задньої осі відірваються від поверхні ($R_1 = 0$ або $R_2 = 0$), то ці рівняння набувають вигляду:

$$\frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} + m_H \right) \ddot{z}_{H1} + k_{ш} \dot{z}_{H1} + c_{ш} z_{H1} + \frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_{H2} = k_{ш} \dot{q}_1 + c_{ш} (q_1 + f_{ш});$$

$$\frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} + m_H \right) \ddot{z}_{H2} + k_{ш} \dot{z}_{H2} + c_{ш} z_{H2} + \frac{1}{4} \left(m + \frac{J_{y0}}{l_k^2} \right) \ddot{z}_{H1} = k_{ш} \dot{q}_2 + c_{ш} (q_2 + f_{ш}).$$

Коли коливання розпуску відсутні, то нормальні реакції R_1 і R_2 дороги на колеса осей однакові і дорівнюють статичному навантаженню на одну вісь R_{cm} , а ресори й шини стискаються тільки на величини відповідних статичних деформацій f_p і $f_{ш}$. Під час коливань виникають динамічні деформації ресор і шин змінного напрямку (стиск – розтяг). Доти, поки динамічні деформації шин будуть від'ємними, отже – меншими, ніж статичні $z_{ш} - q < f_{ш}$, колеса тої чи іншої осі не будуть відірватись від поверхні дороги. На початку відірвання різниця між статичними і динамічними деформаціями шин і нормальні реакції дороги дорівнюватимуть нулю. Потім осі та колеса почнуть рухатись вверх, а висота відірвання від дороги відповідних шин дорівнюватиме $h_s = z_{ш} - q - f_{ш}$.

На підставі отриманих систем рівнянь і аналітичного опису послідовного переїзду нерівностей дороги колесами передньої й задньої осей, складено алгоритм і відповідну комп'ютерну програму в середовищі Delphi. Проведене з її допомогою імітаційне моделювання, дало змогу порівняти коливання й динамічні навантаження на поверхню дороги від коліс ресорного і безресорного розпусків. Розглядали нерівності висотою 5...10 см у вигляді вибоїн і горбків у діапазоні довжин 0,3 ... 8 м. За даними Н.Н. Яценка [2, 3] та інших авторів, для сильно зношених дорожніх покриттів, найімовірніші довжина ямок і вибоїв 0,5...10 м, а глибина 5...10 см. Довжина коротких ямок 0,3...1,0 м, а найімовірніша глибина 3...5 см. Отже, вибраний діапазон розмірів нерівностей відповідає умовам руху лісовозних автопотягів дорогами загального призначення. Поодинокі нерівності (вибій -, або горбок +) моделювались зміщеною косинусоїдою

$$q = \mp \frac{h_n}{2} (1 - \cos \omega_s \cdot s_q), \text{ де } \omega_s = \frac{2\pi}{L_n} - \text{шляхова}$$

частота нерівності, рад/м; h_n , L_n – глибина (або висота) і довжина нерівності; s_q – поточний шлях, пройдений розпуском від початку наїзду коліс заданої осі на нерівність.

Результати дослідження. Результати імітаційного моделювання виводили у вигляді графіків процесів, пов'язаних із вертикальними коливаннями (рис. 3, 4), а також у вигляді таблиць (табл.), в яких фіксували середні квадратичні пришвидшення маси m розпуску, динамічні навантаження на поверхню дороги (максимальні нормальні реакції), коефіцієнти динамічності та ін.

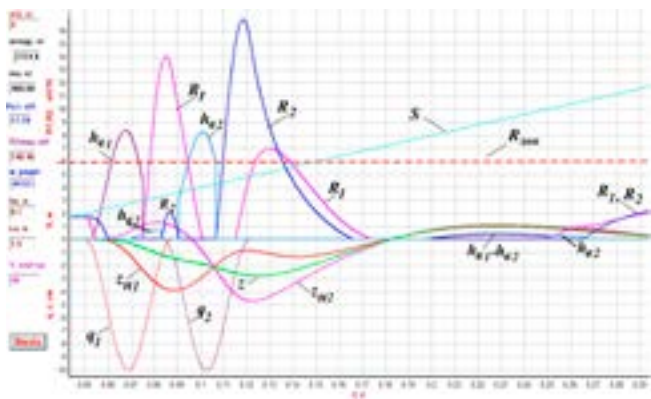
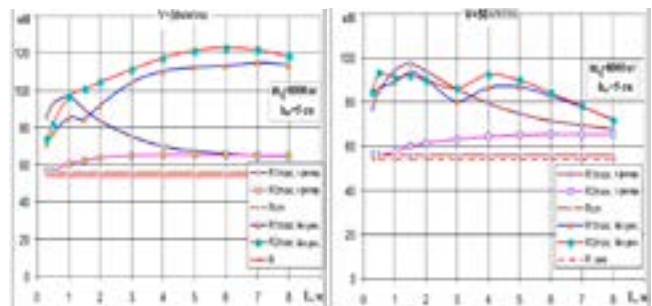


Рис. 3. Результати імітаційного моделювання переїзду безресорного розпуску ГКБ-9853-010 без вантажу через поодинокую нерівність у вигляді вибою (ямки) довжиною 1,5 м і глибиною 10 см ($V = 40$ км/год)

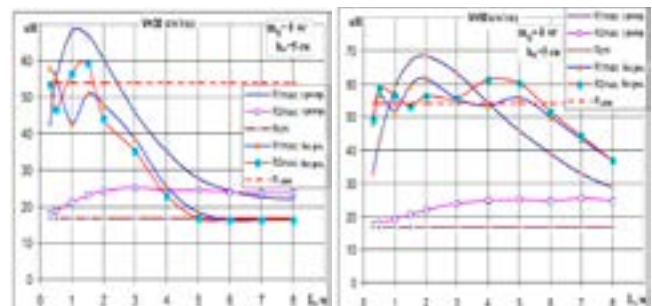
На рис. 3 позначено: R_{don} , R_1 , R_2 – допустиме статичне та динамічне навантаження на поверхню дороги під колесами передньої і задньої осей; q_1 , q_2 – поточні значення глибини ямки під передніми і задніми колесами як функцій часу t ; z_{H1} , z_{H2} , z – вертикальні переміщення передніх і задніх коліс і маси m над балансиrom; h_{e1} , h_{e2} – висота відривання передніх і задніх коліс від поверхні дороги; S – пройдений шлях, м.

Оскільки для автотранспортних засобів, призначених для експлуатації на усіх дорогах (група Б), на вісь двовісних візків з базою від 1,35 до 1,65 м допускається навантаження не більше 5,5 т ($R_{don} = 54$ кН), то для оцінки динамічного навантаження від передніх і задніх коліс розпуску прийнято відносні коефіцієнти динамічності $k_{d1} = \frac{R_{1max}}{R_{don}}$

і $k_{d2} = \frac{R_{2max}}{R_{don}}$, де R_{1max} і R_{2max} – максимальні нормальні реакції дороги під час переїзду через нерівність дороги.



а)



б)

Рис. 4. Залежність максимальних динамічних навантажень на дорогу під колесами передньої та задньої осей розпусків без ресор і з ресорами від довжини вибоїв L :

а) – з пакетом стовбурів $m_0 = 8000$ кг;
б) – без вантажу

Таблиця

Фрагмент таблиці результатів імітаційного моделювання вертикальних коливань балансирного безресорного розпуску

m_{op} , кг	m , кг	c_{sl} , кН/м	L_n , м	h_n , м	$\sigma_{z'}$, м/с ²	R_{1max} , кН	R_{2max} , кН	k_{d1}	k_{d2}
8000	2561	950	0.5	0.08	1.86	103.58	104.7	1.92	1.94
8000	2561	950	1	0.08	3.25	103.55	112.14	1.92	2.08
8000	2561	950	1.5	0.08	3.74	111.74	112.74	2.07	2.09
8000	2561	950	2.5	0.08	4.27	101.29	106.75	1.88	1.98
8000	2561	950	3	0.08	4.5	95.54	104.36	1.77	1.93
8000	2561	950	4	0.08	4.75	105.12	114.7	1.95	2.12

Зростання динамічних навантажень на дорогу під колесами розпусків залежить не тільки від розмірів нерівностей, але й від співвідношення шля-

хової ω_s та власної частоти коливань мас розпуску (рис.5). Власне цим пояснюється різний характер протікання кривих $R_{max}(L_n)$.

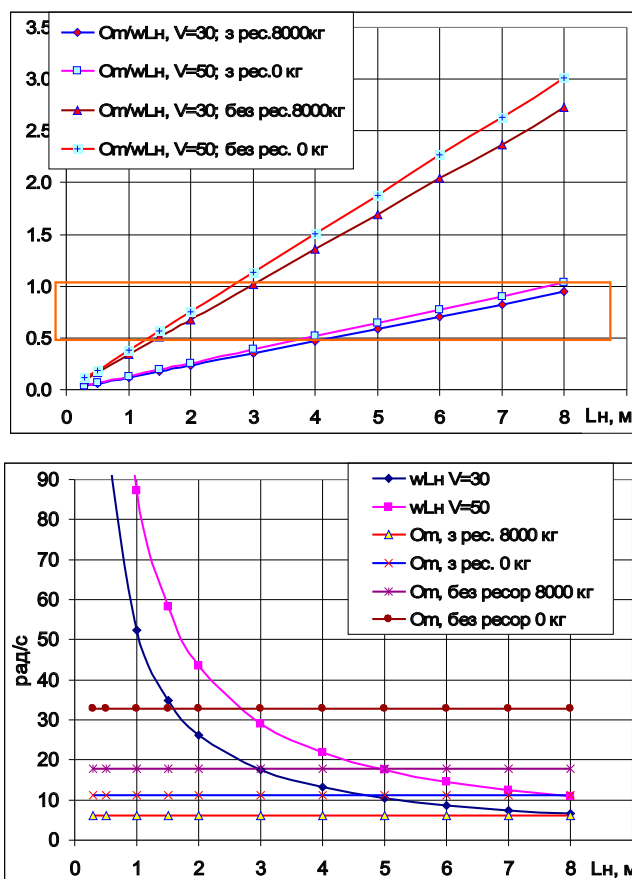


Рис. 5. Залежність власної частоти коливань розпуску $\sigma_{\text{т}}$ від маси вантажу, частоти нерівності w_{L_n} і її довжини L_n

Висновки. Розроблені еквівалентні динамічна та математична моделі для розрахунку вертикальних коливань лісовозних розпусків із балансірною підвіскою дозволили виявити значне перевищення допустимого навантаження на поверхню дороги (до 2,1 раз і більше), а також інтенсивне відірвання коліс від дороги (до 3...4 см). Коефіцієнти динамічності навантаження на дорогу безресорного розпуску із вантажем досягають $k_{\sigma} = 2,2 \dots 2,3$.

Відірвання коліс, навіть ненавантаженого розпуску, сприяє інтенсивному руйнуванню доріг та може створити загрозу безпеці руху.

Одним із шляхів зменшення руйнування дорожнього покриття є застосування лісовозних розпусків із ресорною підвіскою.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей / Яценко Н.Н. – М.: Машиностроение, 1972. – 372 с.
2. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1968. – 220 с.
3. Білик Б.В. Вплив поодиноких нерівностей дороги на динамічні навантаження трансмісії ліс-

возного автомобіля / Б.В. Білик // Наукові праці Лісівничої акад. наук України : зб. наук. праць. – 2008. – Вип. 6. – С. 159-161.

4. Шевченко Н.В. Обґрунтування головних параметрів лісовозних автопотягів за техніко-експлуатаційними критеріями: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / Н.В. Шевченко. – Львів, 2012. – 21 с.

Б.В. Білик, Н.В. Шевченко

О СИСТЕМЕ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ДВУХОСНЫХ БАЛАНСИРНЫХ ЛЕСОВОЗНЫХ РОСПУСКОВ

Обоснована целесообразность установки рессор на двухосные лесовозные роспуски с жесткой балансирной подвеской. Представлены схемы эквивалентных динамических моделей и уравнения вертикальных колебаний этих роспусков, учитывающие отрыв колес от поверхности дороги. Рассмотрены результаты имитационного моделирования колебаний и динамических нагрузок на дорожное покрытие балансирных роспусков с рессорной и безресорной подвеской. Установлено влияние размеров неровностей и соотношения дорожной и собственной частот колебаний масс роспуска на увеличение динамических нагрузок на дорогу под колесами роспусков без груза и с пачкой древесины.

Ключевые слова: двухосный лесовозный роспуск, балансирная жесткая подвеска, балансирная рессорная подвеска, вертикальные колебания, динамические нагрузки на дорогу, имитационное моделирование.

B. V. Bilyk, N. V. Shevchenko

ABOUT A TWO-AXLE SUSPENSION SYSTEM OF BALANCING THE DISSOLUTION OF THE TRAILER

The establishing of springs for two-axle logging dissolution of stiff balancer suspension justified. The equivalent circuit models and dynamic equations of vertical oscillations of the dissolution phenomenon are presented considering tearing the wheels from the road surface. We consider the results of a simulation of vibrations and dynamic loads on the road surface without the dissolution of the springs and the dissolution of the leaf-spring suspension with equalizer. The influence of size and inequalities ratio road and their own frequencies masses dissolution of the growth dynamic loads on the road under the wheels of the dissolution of the load and without are estimated.

Key words: biaxial logging trailer, balance-rigid suspension, balance-spring suspension without, vertical oscillation, the dynamic loads on the road simulation.