

М. В. Буряк¹
Р. І. Розум¹
Н. М. Фалович¹
П. В. Прогній¹
П. В. Попович¹
О. С. Шевчук¹
О. П. Антонюк²

ОЦІНКА МІЦНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

¹Західноукраїнський національний університет

²Вінницький національний технічний університет

На даний час питання забезпечення міцності та надійності колісних транспортних засобів, створення яких передбачає дотримання усіх сучасних вимог, не вирішено повною мірою. У зв'язку з цим, удосконалення методології оцінки міцності та надійності роботи автотранспортних засобів є актуальним завданням, вирішення якого передбачає пошук відповідей на такі питання: вибір раціонального варіанта несучої системи та економічно обґрунтованих профілів; підбір матеріалів з відповідними фізико-механічними характеристиками тощо. Вибір раціонального варіанта несучої системи рамних конструкцій автотранспортних засобів вимагає проведення порівняльної оцінки можливих варіантів на усіх етапах конструкторських робіт. Несучі конструкції автотранспортних засобів є статично невизначеними. У зв'язку з чим, проведення процесу оцінки міцності та надійності роботи автотранспортних засобів, які мають різнотипні конструктивні схеми, є складною задачею, яка на сьогоднішній день не має єдиного методологічного рішення. З метою вирішення цієї проблеми в роботі розглянуто модель напружено-деформованого стану просторово навантаженої рамної конструкції розкидача твердих добрив HESSTON S 125 модифікованим методом мінімуму потенціальної енергії деформації конструктивних структур із застосуванням функції Хевісайда. Рама є зварною несучою конструкцією, що складається з трьох поздовжніх лонжеронів з'єднаних між собою передньою балкою і поперечинами. Проведення коректного і раціонального аналізу напружено-деформованого стану такої несучої системи можливе лише при використанні модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації. Внаслідок моделювання отримано рекомендації для раціонального за навантаженістю конструювання складових вузлів і рами колісних транспортних засобів з підвищенням надійності при одночасному зниженні матеріаломісткості. В кінцевому результаті це підвищує їхню міцність та надійність при одночасному зниженні матеріаломісткості.

Ключові слова: надійність, міцність, автотранспортні засоби, підвищення надійності, колісні транспортні засоби.

Вступ

Проблема надійності автотранспортних засобів, які створюються згідно із сучасними вимогами, на даний час не повністю вирішена. У зв'язку з цим, забезпечення оцінки міцності та надійності роботи є актуальним завданням, розв'язання якого передбачає пошук відповідей на такі питання: вибір раціонального варіанта несучої системи та економічно обґрунтованих профілів; підбір матеріалів з відповідними фізико-механічними характеристиками тощо. Вибір раціонального варіанта несучої системи рамних конструкцій автотранспортних засобів вимагає проведення порівняльної оцінки можливих варіантів на усіх етапах конструкторських робіт. Несучі конструкції автотранспортних засобів є статично невизначеними. У зв'язку з чим, проведення процесу оцінки міцності та надійності роботи автотранспортних засобів, які мають різнотипні конструктивні схеми, є складною задачею, яка на сьогоднішній день не має єдиного методологічного рішення.

Метою роботи є: удосконалення методології оцінки міцності та надійності несучих металоконструкцій автотранспортних засобів.

Результати дослідження

В процесі виконання технологічного процесу в складних польових умовах при високих швидкостях, під час роботи в агресивних середовищах рамні конструкції розкидачів органічних добрив піддаються значними зовнішніми навантаженнями. Саме тому вони відносяться до III класу зварних рам у

сільськогосподарському машинобудуванні [3]. Проектування надійних несучих систем цього класу досягається шляхом максимально коректного моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням зовнішніх навантажень, як функцій умов роботи.

Базова просторово-навантажена несуча система розкидачів органічних добрив та її вузли вимагають удосконалення за надійністю. Моделювання напружено-деформованого стану на основі модифікованого методу мінімуму потенціальної деформації з врахуванням енергій згину та кручення, шляхом раціоналізації методу застосуванням функції Хевісайда $H(x)$ складає основу даної роботи.

В роботі розглянуто плоску просторово-навантажену рамну конструкцію розкидача твердих органічних добрив HESSTON S 125. Рама є зварною несучою конструкцією, що складається з трьох повздовжніх лонжеронів, довжиною l , з'єднаних між собою передньою балкою і поперечинами [1].

Доцільно провести моделювання НДС плоских просторово-навантажених рам автотранспортних засобів для більш повного розуміння процесів (виникаючих внутрішніх силових факторів з врахуванням в тому числі бімоментів), що на думку авторів застосування методу мінімуму потенціальної енергії деформації може коректно забезпечити.

Домінуючими факторами при моделюванні завантаженості просторово-навантаженої рамної конструкції розкидача твердих органічних добрив HESSTON S 125 є зусилля від завантаженої маси добрив P_i та бітерного пристрою P_B розкидача. В місцях контакту з'єднання осей ходових коліс машини з лонжеронами рами діють реакції R_0, R'_0, R_1, R'_1 та R_2, R'_2 .

Загальний вираз функції потенціальної енергії деформації рами згідно з розрахунковою схемою (рис. 1) записується як сума потенціальної енергії деформації при згинанні (M) і крученні (K) двох її частин [1]

$$U = U_I + U_{II} = U_{IM} + U_{IK} + U_{IIM} + U_{IIK} . \quad (1)$$

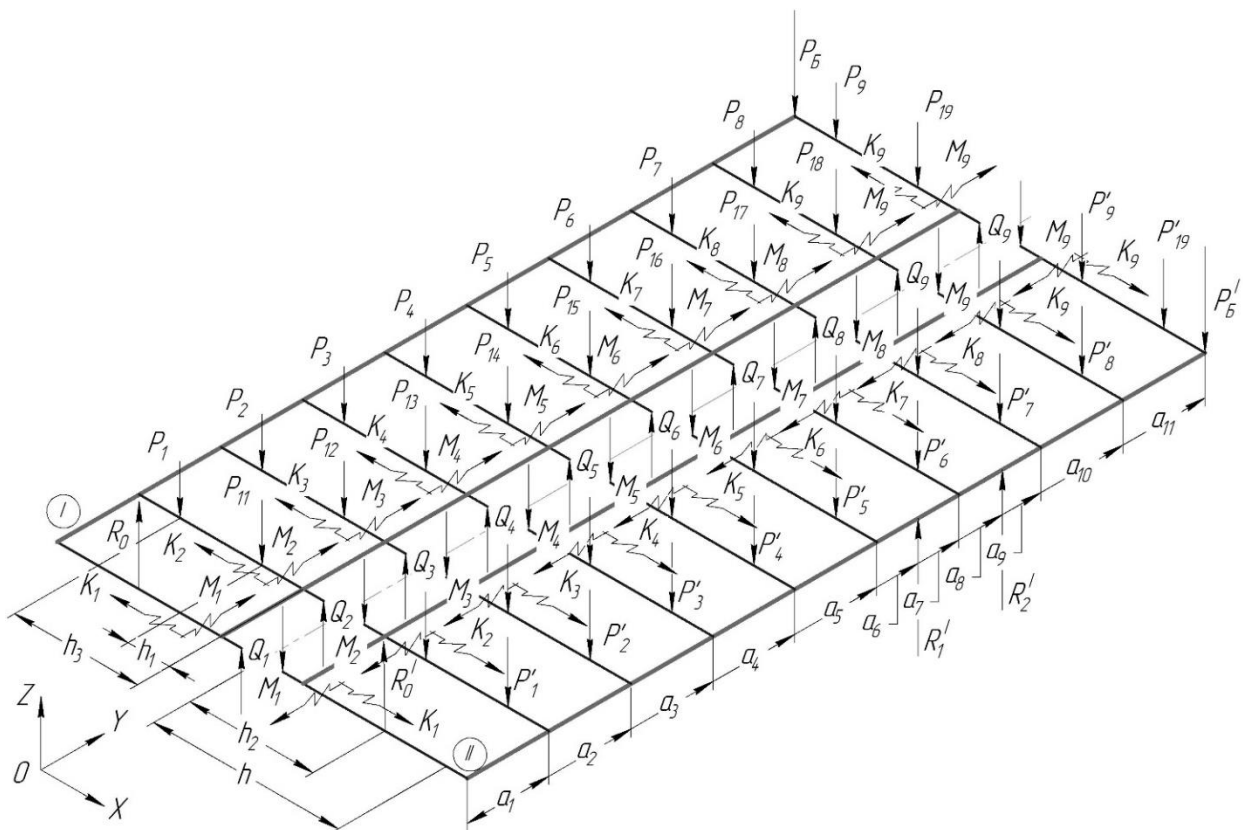


Рис. 1. Розрахункова модель рами розкидача органічних добрив HESSTON S 125

$$U_{IM} = \frac{1}{EI_1} \left[\int_0^l \left(K_1 - Q_1 s - R_0 s + (K_2 - Q_2 s + (P_1 + P_{11})) H(s - a_1) + (K_3 - Q_3 s + (P_2 + P_{12})) H(s - a_2) + (K_4 - Q_4 s + (P_3 + P_{13})) H(s - a_3) + (K_5 - Q_5 s + (P_4 + P_{14})) H(s - a_4) + (K_6 - Q_6 s + (P_5 + P_{15})) H(s - a_5) - R_1 s H(s - a_6) + (K_7 - Q_7 s + (P_6 + P_{16})) H(s - a_7) - R_2 s H(s - a_8) + \right. \right.$$

$$\begin{aligned}
 & + (K_8 - Q_8s + (P_7 + P_{17}))H(s - a_9) + (K_{97} - Q_9s + (P_8 + P_{18}))H(s - a_{10}))^2 ds \Big] + \\
 & + \frac{1}{2EI_2} \left[\int_0^h (M_1 - Q_1s - R_0sH(s - h_2))^2 ds + \right. \\
 & + \int_0^h (M_2 - Q_2s + P_{11}H(s - h_1) + P_1H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_3 - Q_3s + P_{12}H(s - h_1) + P_2H(s - h_3))^2 ds + \\
 & + \int_0^h (M_4 - Q_4s + P_{13}H(s - h_1) + P_3H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_5 - Q_5s + P_{14}H(s - h_1) + P_4H(s - h_3))^2 ds + \quad (1) \\
 & + \int_0^h (M_6 - Q_6s + P_{15}H(s - h_1) + P_5H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_7 - Q_7s + P_{16}H(s - h_1) + P_6H(s - h_3))^2 ds + \\
 & \left. + \int_0^h (M_8 - Q_8s + P_{17}H(s - h_1) + P_7H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_9 - Q_9s + P_{19}H(s - h_1) + P_9H(s - h_3))^2 ds \right].
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U_{IK} = & \frac{1}{2GI_{k1}} \left[\int_0^l (M_1 - Q_1h - R_0(h - h_2) + (M_2 - Q_2h + P_1(h - h_3) + P_{11}(h - h_1)) \times \right. \\
 & \times H(s - a_1) + (M_3 - Q_3h + P_2(h - h_3) + P_{12}(h - h_1))H(s - a_2) + (M_4 - Q_4h + \\
 & + P_3(h - h_3) + P_{13}(h - h_1))H(s - a_3) + (M_5 - Q_5h + P_4(h - h_3) + P_{14}(h - h_1)) \times \\
 & \times H(s - a_4) + (M_6 - Q_6h + P_5(h - h_3) + P_{15}(h - h_1))H(s - a_5) + (M_7 - Q_7h + \\
 & + P_6(h - h_3) + P_{16}(h - h_1))H(s - a_7) + (M_8 - Q_8h + P_7(h - h_3) + P_{17}(h - h_1)) \times \\
 & \times H(s - a_9) + (M_9 - Q_9h + P_8(h - h_3) + P_{18}(h - h_1))H(s - a_{10}))^2 ds + \\
 & + \int_0^l (M_1 - R_0h_2 + (M_2 + P_1h_3 + P_{11}h_1)H(s - a_1) + (M_3 + P_2h_3 + P_{12}h_1)H(s - a_2) + \\
 & + (M_4 + P_3h_3 + P_{13}h_1)H(s - a_3) + (M_5 + P_4h_3 + P_{14}h_1)H(s - a_4) + (M_6 + P_5h_3 + \\
 & + P_{15}h_1)H(s - a_5))^2 ds + (M_7 + P_6h_3 + P_{16}h_1)H(s - a_7) + (M_8 + P_7h_3 + P_{17}h_1) \times \\
 & \times H(s - a_9))^2 ds + (M_9 + P_8h_3 + P_{18}h_1)H(s - a_{10}))^2 ds \Big] + \quad (2) \\
 & + \frac{1}{2GI_{k2}} \int_0^h K_1^2 + K_2^2 + K_3^2 + K_4^2 + K_5^2 + K_5^2 + K_7^2 + K_8^2 + K_9^2 ds.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
U_{HM} = & \frac{1}{EI_1} \int_0^l (Q_1 s - K_1 - R_0 s + (Q_2 s - K_2 + (P_1 + P_{11}))H(s - a_1) + (Q_3 s - K_3 + \\
& + (P_2 + P_{12}))H(s - a_2) + (Q_4 s - K_4 + (P_3 + P_{13}))H(s - a_3) + (Q_5 s - K_5 + (P_4 + P_{14})) \times \\
& \times H(s - a_4) + (Q_6 s - K_6 + (P_5 + P_{15}))H(s - a_5) - R_1 s H(s - a_6) + (Q_7 s - K_7 + (P_6 + P_{16})) \times \\
& \times H(s - a_7) - R_2 s H(s - a_8) + (Q_8 s - K_8 + (P_7 + P_{17}))H(s - a_9) + (Q_9 s - K_9 + (P_8 + P_{18})) \times \\
& \times H(s - a_{10}))^2 ds + \frac{1}{2EI_2} \int_0^h (M_1 + Q_1 s - R_0 s H(s - h_2))^2 ds + \\
& + \int_0^h (M_2 + Q_2 s + P_{11} H(s - h_1) + P_1 H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_3 + Q_3 s + P_{12} H(s - h_1) + P_2 H(s - h_3))^2 ds + \\
& + \int_0^h (M_4 + Q_4 s + P_{13} H(s - h_1) + P_3 H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_5 + Q_5 s + P_{14} H(s - h_1) + P_4 H(s - h_3))^2 ds + \\
& + \int_0^h (M_6 + Q_6 s + P_{15} H(s - h_1) + P_5 H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_7 + Q_7 s + P_{16} H(s - h_1) + P_6 H(s - h_3))^2 ds + \\
& + \int_0^h (M_8 + Q_8 s + P_{17} H(s - h_1) + P_7 H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_9 + Q_9 s + P_{18} H(s - h_1) + P_8 H(s - h_3))^2 ds].
\end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
U_{HK} = & \frac{1}{2GI_{k1}} \int_0^l (M_1 + Q_1 h - R_0 (h - h_2) + (M_2 + Q_2 h + P_1 (h - h_3) + P_{11} (h - h_1))H(s - a_1) + \\
& + (M_3 + Q_3 h + P_2 (h - h_3) + P_{12} (h - h_1))H(s - a_2) + (M_4 + Q_4 h + P_3 (h - h_3) + P_{13} (h - h_1)) \times \\
& \times H(s - a_3) + (M_5 + Q_5 h + P_4 (h - h_3) + P_{14} (h - h_1))H(s - a_4) + (M_6 + Q_6 h + P_5 (h - h_3) + \\
& + P_{15} (h - h_1))H(s - a_5) + (M_7 + Q_7 h + P_6 (h - h_3) + P_{16} (h - h_1))H(s - a_7) + (M_8 + Q_8 h + \\
& + P_7 (h - h_3) + P_{17} (h - h_1))H(s - a_9) + (M_9 + Q_9 h + P_8 (h - h_3) + P_{18} (h - h_1))H(s - a_{10}))^2 ds + \\
& + \int_0^l (M_1 - R_0 h_2 + (M_2 + P_1 h_3 + P_{11} h_1)H(s - a_1) + (M_3 + P_2 h_3 + P_{12} h_1)H(s - a_2) + (M_4 + P_3 h_3 + \\
& + P_{13} h_1)H(s - a_3) + (M_5 + P_4 h_3 + P_{14} h_1)H(s - a_4) + (M_6 + P_5 h_3 + P_{15} h_1)H(s - a_5))^2 ds + \\
& + (M_7 + P_6 h_3 + P_{16} h_1)H(s - a_7) + (M_8 + P_7 h_3 + P_{17} h_1)H(s - a_9))^2 ds + (M_9 + P_8 h_3 + P_{18} h_1) \times \\
& \times H(s - a_{10}))^2 ds + \frac{1}{2GI_{k2}} \int_0^h K_1^2 + K_2^2 + K_3^2 + K_4^2 + K_5^2 + K_5^2 + K_7^2 + K_8^2 + K_9^2 ds.
\end{aligned} \tag{4}$$

На підставі правила Лейбніца про диференціювання підінтегральних функцій потенціальної енергії деформації за невідомими параметрами і теореми про найменшу роботу кожна із похідних від потенціальної енергії деформації прирівнюємо до нуля. В результаті отримуємо систему лінійних канонічних рівнянь, кількість яких збігається з кількістю статично невизначених зусиль [2]

$$\frac{\partial U}{\partial M_i} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial K_i} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial Q_i} = 0. \tag{5}$$

Шукані згинальний M і крутний K моменти, а також поперечну силу Q визначаємо при таких вихідних даних:

– зовнішні навантаження, одержані експериментально:

$$\begin{aligned}
P_1 &= 1661\text{Н}; P'_1 = 1673\text{Н}; P_2 = 2030\text{Н}; P'_2 = 1964\text{Н}; P_3 = 2743\text{Н}; P'_3 = 2871\text{Н}; \\
P_4 &= 3128\text{Н}; P'_4 = 3026\text{Н}; P_5 = 3749\text{Н}; P'_5 = 3740\text{Н}; P_6 = 4186\text{Н}; P'_6 = 4277\text{Н}; \\
P_7 &= 5050\text{Н}; P'_7 = 5423\text{Н}; P_8 = 5697\text{Н}; P'_8 = 5921\text{Н}; P_9 = 6636\text{Н}; P'_9 = 6496\text{Н}; \\
P_{11} &= 1570\text{Н}; P'_{11} = 1810\text{Н}; P_{12} = 2172\text{Н}; P'_{12} = 2254\text{Н}; P_{13} = 2967\text{Н}; P'_{13} = 3079\text{Н}; \\
P_{14} &= 3488\text{Н}; P'_{14} = 3325\text{Н}; P_{15} = 4054\text{Н}; P'_{15} = 3960\text{Н}; P_{16} = 4915\text{Н}; P'_{16} = 4752\text{Н}; \\
P_{17} &= 5610\text{Н}; P'_{17} = 5791\text{Н}; P_{18} = 6282\text{Н}; P'_{18} = 6435\text{Н}; P_{19} = 6980\text{Н}; P'_{19} = 7044\text{Н};
\end{aligned}$$

$$P_B = 1960\text{Н}; P'_B = 2146\text{Н}.$$

– геометричні та фізичні характеристики, взяті з креслення і властивостей матеріалу конструкції:
 $a_1 = 0,480\text{м}; a_2 = 0,705\text{м}; a_3 = 0,705\text{м}; a_4 = 0,705\text{м}; a_5 = 0,705\text{м}; a_6 = 0,100\text{м}; a_7 = 0,480\text{м};$
 $a_8 = 0,150\text{м}; a_9 = 0,495\text{м}; a_{10} = 0,645\text{м}; a_{11} = 0,645\text{м}; h = 1,010\text{м}; h_1 = 0,365\text{м};$
 $h_2 = 0,645\text{м}; h_3 = 0,750\text{м}; I_1 = 177,258 \cdot 10^{-7}\text{м}^4; I_{k1} = 10,9673 \cdot 10^{-7}\text{м}^4; I_2 = 1,72294 \cdot 10^{-7}\text{м}^4;$
 $I_{k2} = 38,6459 \cdot 10^{-10}\text{м}^4; E = 2,1 \cdot 10^5\text{МПа}; G = 8 \cdot 10^4\text{МПа}.$

Зовнішні опорні реакції є статично визначеними, відносно шуканих внутрішніх невідомих параметрів:

$$R_0 = 8632\text{Н}; R'_0 = 9078\text{Н}; R_1 = 32512\text{Н}; R'_1 = 33528\text{Н}; R_2 = 31746\text{Н}; R'_2 = 32184\text{Н}.$$

В наслідок розв'язання системи рівнянь отримаємо:

$$M_1 = -1758\text{Н}\cdot\text{м}; M_2 = -3235\text{Н}\cdot\text{м}; M_3 = -2704\text{Н}\cdot\text{м}; M_4 = -2607\text{Н}\cdot\text{м};$$

$$M_5 = -2178\text{Н}\cdot\text{м}; M_6 = -2982\text{Н}\cdot\text{м}; M_7 = -3355\text{Н}\cdot\text{м}; M_8 = -5132\text{Н}\cdot\text{м};$$

$$M_9 = -6625\text{Н}\cdot\text{м}; M_{10} = -8382\text{Н}\cdot\text{м}; K_1 = 0,22\text{Н}\cdot\text{м}; K_2 = 0,22\text{Н}\cdot\text{м}; K_3 = 0,2\text{Н}\cdot\text{м};$$

$$K_4 = 0,15\text{Н}\cdot\text{м}; K_5 = 0,09\text{Н}\cdot\text{м}; K_6 = 0\text{Н}\cdot\text{м}; K_7 = 0\text{Н}\cdot\text{м}; K_8 = 0\text{Н}\cdot\text{м}; K_9 = 0\text{Н}\cdot\text{м};$$

$$K_{10} = 0\text{Н}\cdot\text{м}; Q_1 = 1,4\text{Н}; Q_2 = -143,5\text{Н}; Q_3 = -55,0\text{Н}; Q_4 = 68,3\text{Н}; Q_5 = 45,0\text{Н}; Q_6 = 73,5\text{Н};$$

$$Q_7 = 24,2\text{Н}; Q_8 = -119,8\text{Н}; Q_9 = -118,9\text{Н}; Q_{10} = -105,3\text{Н}.$$

Висновок

Отже проведено моделювання НДС, шляхом застосування підходів механіки деформованого твердого тіла, що є основою формування залежностей для обчислення залишкового ресурсу роботи таких систем. Це дає можливість досліджувати живучість рамних конструкцій в розрізі розвитку втомних тріщин в максимально навантажених елементах рам від зародження до критичного розміру з застосуванням коефіцієнтів інтенсивності напружень та δ -розкриття тріщин. Так на прикладі конструктивного рамного розкидача органічних добрив HESSTON S 125 було проведено аналіз напружено-деформованого стану такої несучої системи та встановлено необхідність застосування при моделюванні модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації. Внаслідок моделювання отримано рекомендації для раціонального завантаженістю конструювання складових вузлів і рами з підвищенням надійності при одночасному зниженні матеріаломісткості.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] M. Chernovol, S. Hrankin, V. Malakhov, V. Cherkun, *Nadiivist s/h tekhniky*. K.: Urozhai, 1998, 208s.
- [2] П. Попович, Т. Рибак, М. Сташків, Я. Господарський, «Аналітична оцінка ресурсу несучих металоконструкцій сільськогосподарських машин», *Вісник ХНТУСГ*, вип. 100, с. 17-20, 2010.
- [3] P. V. Popovych, O. L. Lyashuk, I. S. Murovani, V. O. Dzyura, O. S. Shevchuk, V. D. Myndyuk, "The service life evaluation of fertilizer spreaders undercarriages", *INMATEH - Agricultural Engineering*, vol. 50, no. 3, pp. 39-46, 2016.
- [4] B. M. Nevko, R. B. Nevko, O. M. Klendii, M. V. Buriak, Y. V. Dzyadykevych, R. I. Rozum, "Improvement of machine safety devices", *Acta Polytechnica, Journal of Advanced Engineering*, vol. 58, no.1, pp. 17-25, 2018.
- [5] П. В. Попович, «Методи оцінки ресурсу несучих систем причіпних машин для внесення добрив з врахуванням впливу агресивних середовищ», дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук, Тернопіль, 2015.
- [6] P. V. Popovych, L. A. Mahlatyuk, R. B. Kupovych, "Influence of Organic Fertilizers on the Corrosion-Electrochemical Characteristics of Low-Carbon Steels", *Journal of Mathematical Sciences*, vol. 50, no. 2, pp. 284-289, 2014.
- [7] P. V. Popovych, Z. B. Slobodyan, "Corrosion and Electrochemical Behaviors of 20 Steel and St.3 Steel in Ammonium Sulfate and Nitrophoska", *Journal of Mathematical Sciences*, vol. 49, no. 6, pp. 819-826, 2014.
- [8] R. I. Rozum, M. V. Buriak, O. P. Zakharchuk, "Innovative engines in the history of automobile building", *Modern engineering and innovative technologies*, issue 18, part 2, pp. 64-67, 2021.
- [9] Фалович В. А. Засади розвитку координування як емерджентної якості ланцюга поставок інвестиційних товарів. В. Фалович, Н. Фалович, С. Семенюк. *Галицький економічний вісник*. Тернопіль. ТНТУ, 2021. Том 69. № 2. С. 146–152.
- [10] В. А. Фалович, *Економічні, соціальні та психологічні аспекти сучасних маркетингових технологій*. Тернопіль ФО-П Шпак В. Б, с. 91-108. 2019.
- [11] П. В. Попович, О. С. Шевчук, «Організація діяльності автомобільного транспорту як функції безпеки дорожнього руху», на *Безпека дорожнього руху: правові та організаційні аспекти*, 2017, с. 180-184.
- [12] П. Попович, О. Шевчук, І. Мурований, «Підвищення ефективності технологій перевезень організаційними шляхами надання транспортних послуг», *Вісник ХНТУСГ*, вип. № 184, с. 124-130, 2017.

[13] П. В. Попович, О. С. Шевчук, А. Й. Матвіїшин, В. М. Лотоцька, «Дослідження тенденцій розвитку ринку вантажних автомобільних перевезень у сучасних умовах, Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки, № 2, с. 224-229, 2016.

Буряк Микола Васильович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри транспорту і логістики, e-mail: Burjak74@ukr.net

Розум Руслан Іванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри транспорту і логістики, e-mail: Rozoom_ruslan@ukr.net

Фалович Наталія Миколаївна – канд. екон. наук, доцент, доцент кафедри транспорту і логістики, e-mail: n.falovych@gmail.com

Прогній Павло Богданович – канд. техн. наук, ст. викладач кафедри транспорту і логістики, e-mail: PPopovich@ukr.net

Попович Павло Васильович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри транспорту і логістики, e-mail: ppopovuch@gmail.com

Шевчук Оксана Степанівна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри транспорту і логістики, e-mail: oksana_shevchuk84@ukr.net

Західноукраїнський національний університет, м. Тернопіль

Антонюк Олег Павлович – канд. техн. наук, старший викладач кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: asp_antonuk@ukr.net

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

M. Buriak¹
R. Rozum¹
N. Falovych¹
P. Prohniy¹
P. Popovych¹
O. Shevchuk¹
O. Antonyuk²

Evaluation of strength and reliability of vehicles

¹West Ukrainian National University
²Vinnitsia National Technical University

At present, the issue of ensuring the strength and reliability of wheeled vehicles, the creation of which requires compliance with all modern requirements, has not been fully resolved. In this regard, improving the methodology for assessing the strength and reliability of vehicles is an urgent task, the solution of which involves finding answers to the following questions: the choice of a rational version of the bearing system and economically sound profiles; selection of materials with appropriate physical and mechanical characteristics, etc. The choice of a rational variant of the load-bearing system of frame structures of vehicles requires a comparative assessment of possible options at all stages of design work. The load-bearing structures of vehicles are statically uncertain. Therefore, the process of assessing the strength and reliability of vehicles with different types of design schemes is a complex task, which today does not have a single methodological solution. In order to solve this problem, the model of the stress-strain state of the spatially loaded frame structure of the HESSTON S 125 solid fertilizer spreader is considered by a modified method of minimum potential deformation energy of structural structures using the Heaviside function. The frame is a welded load-bearing structure consisting of three longitudinal spars connected by a front beam and crossbars. Carrying out the correct and rational analysis of the stress-strain state of such a bearing system is possible only with the use of a modified method of minimum potential deformation energy. As a result of modeling, recommendations were obtained for the rational design of components and components of wheeled vehicles with increased reliability while reducing material consumption. Ultimately, this leads to an increase in their strength and reliability while reducing material consumption.

Key words: reliability, durability, vehicles, increasing reliability, wheeled vehicles.

Buryak Mykola – Ph. D. (Eng), Associate Professor of Transport and Logistics, e-mail: Burjak74@ukr.net

Rozoom Ruslan – Ph. D. (Eng), Associate Professor of Transport and Logistics, e-mail: Rozoom_ruslan@ukr.net

Falovych Nataliia – Ph.D. (Eng), Associate Professor of Transport and Logistics, e-mail: n.falovych@gmail.com

Prohniy Pavlo – Ph. D. (Eng), lecturer at the Department of Transport and Logistics, e-mail: PPopovich@ukr.net

Popovich Pavlo – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Transport and Logistics, e-mail: PPopovich@ukr.net

Shevchuk Oksana – Ph. D. (Eng), Associate Professor of Transport and Logistics, e-mail: oksana_shevchuk84@ukr.net

Antonyuk Oleg – Ph. D. (Eng), Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, e-mail: asp_antonuk@ukr.net