

УДК 629.3

[https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12\(43\).2.258-265](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.12(43).2.258-265)

А. І. Папінко¹, канд. екон. наук, В. М. Мосьпан², канд. техн. наук,
М. Р. Башуцький¹, В. В. Бірючинський¹, О. І. Попович¹

¹Західноукраїнський національний університет, м. Тернопіль, Україна

²Херсонський національний технічний університет, м. Херсон, Україна

e-mail: andriypapinko@gmail.com

Дослідження деформовано-напруженого стану несучої рами напівпричепів

Робота присвячена аналізу деформовано-напруженого стану несучих рам напівпричепів, що експлуатуються в складних умовах. Застосовано модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації з урахуванням енергій згину та кручення. Використання функції Хевісайда дозволило ефективно обробити зміни жорсткостей конструкції. Моделювання дозволило оптимізувати конструкцію рами та її вузлів, підвищити надійність і зменшити матеріаломісткість. Це забезпечує довговічність та безпеку експлуатації напівпричепів.

напівприче́пи, несуча ра́ма, деформовано-напру́жений стан, потенціально́на енергі́я деформації́

Постановка проблеми. Сучасний розвиток транспортної інфраструктури та інтенсифікація вантажних перевезень висувають підвищені вимоги до конструктивної міцності та довговічності напівпричепів. Несучі рами цих транспортних засобів, постійно функціонують в екстремальних умовах – високі швидкості, значні та динамічні зовнішні навантаження, а також вплив агресивних середовищ. Ці чинники створюють комплексний виклик для інженерних рішень, оскільки існуючі підходи до проектування часто не забезпечують повної оптимізації надійності та довговічності конструкції при одночасному прагненні до зниження її матеріаломісткості. Фактичний стан справ демонструє, що існуючі методики моделювання напружено-деформованого стану не завжди адекватно відображають усі тонкощі взаємодії рами з різновекторними навантаженнями, зокрема, ігноруючи або недостатньо враховуючи складний характер комбінованої дії згинальних та крутильних зусиль, а також наявність критичних зон зі значними перепадами жорсткостей. Недостатня точність у виявленні зон максимальної напруги та потенційних ділянок руйнування може призвести не лише до прискореного зносу, а й до серйозних аварійних ситуацій та, як наслідок, до суттєвого збільшення експлуатаційних витрат.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сучасна наукова література приділяє значну увагу підвищенню міцності та довговічності напівпричепів, особливо в умовах інтенсивної експлуатації. Існуючі методи моделювання напружено-деформованого стану не завжди точно враховують усі тонкощі взаємодії рами з різновекторними навантаженнями, зокрема комбіновану дію згинальних та крутильних зусиль, а також перепади жорсткостей. Це може призвести до прискореного зносу, аварій та збільшення експлуатаційних витрат. Тому виникає потреба у вдосконаленні підходів до моделювання для забезпечення надійності та довговічності конструкції при одночасному зниженні її матеріаломісткості.

У роботі [1] досліджували напружено-деформований стан тягової рами напівпричепного скрепера за допомогою комп'ютерних обчислювальних методів, зокрема програмного комплексу Ansys. Автори наголошують на необхідності визначення напружено-деформованого стану елементів та конструкцій при проектуванні машин.

Вони підкреслюють, що числові методи, такі як метод скінченних елементів, дозволяють скоротити дорогі експериментальні перевірки міцності конструкцій завдяки використанню дешевшого комп'ютерного моделювання.

У дослідженні [2] було детально проаналізовано напружено-деформований стан рами бурякозбирального комбайна КС-6Б-10. Автори акцентували увагу на складності проектування несучих конструкцій техніки, зумовленої їхньою просторовою геометрією, різноманітністю елементів та високим ступенем статичної невизначеності розрахункових схем, а також складним характером навантажень. Для подолання цих викликів було застосовано метод скінченних елементів з використанням програмного комплексу «ЛПРА-9.6», що дозволило прискорити розрахунки НДС несучих конструкцій на основі дискретних моделей.

В праці [3] було досліджено напружено-деформований стан рам вібраційних платформ, оснащених вертикальними та горизонтальними віброзбуджувачами. Особливу увагу приділено жорсткості рам під дією як вертикальних, так і горизонтальних навантажень. В рамках дослідження було розраховано прогини в елементах металевої рами та вивчено тип розподілу напружень. Автори визначили місця концентрації напружень для досліджуваних конструкцій вібраційних платформ. Виявлено, що значення цих напружень значно менші за розрахунковий опір сталі, що вказує на можливість оптимізації конструкції рами шляхом зменшення її металомісткості до 20%.

Авторами [4] проведено оцінку напружено-деформованого стану металоконструкцій портових перевантажувальних машин. Дослідження викликане занепокоєнням щодо стану цих конструкцій в українських портах, що потерпають від корозії, механічного зношування, відсутності модернізації та обмеженості ресурсів для технічного обслуговування. Оскільки машини експлуатуються десятиліттями, вони зазнають суттєвого зносу, що знижує їхню несучу здатність та підвищує ризики. Метою дослідження є визначення напружено-деформованого стану для забезпечення їхньої надійності та безпечної експлуатації в існуючих умовах.

У статті [5] увагу акцентовано на формуванні спрямованого напружено-деформованого стану в конструктивних елементах вантажних вагонів. Робота ґрунтується на концепції попередніх напружень і має на меті підвищити надійність та довговічність рухомого складу. Автори провели глибокий аналіз експлуатаційних пошкоджень, а також оцінили конструктивну доцільність та технологічні можливості для вибору оптимальних місць застосування попередніх напружень, систематизувавши їх у структурно-декомпозиційній схемі. Науково обґрунтовано як саму доцільність, так і конкретні методи реалізації такого спрямованого напружено-деформованого стану, що було теоретично проілюстровано на прикладі вагона-цистерни. Це дослідження підтверджує можливість ефективного управління внутрішніми силами в конструкції для покращення її експлуатаційних характеристик.

Постановка завдання. Стаття має на меті здійснити глибокий аналіз деформовано-напруженого стану несучих рам напівпричепів, особливо тих, що функціонують в умовах значних навантажень та агресивних середовищ. Це дослідження спрямоване на вдосконалення існуючих підходів до моделювання напружено-деформованого стану за допомогою модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації. Ключовим аспектом буде детальний облік енергій згину та кручення, що є важливим для точного відображення реальних умов експлуатації. Для ефективного опрацювання особливостей, пов'язаних зі значними змінами та перепадами жорсткостей у конструкціях, буде застосовано функцію Хевісайда. Кінцевим результатом роботи стане формування обґрунтованих

рекомендацій щодо раціоналізації конструювання як окремих складових вузлів, так і всієї рамної конструкції, що дозволить підвищити її надійність, зменшити матеріаломісткість та забезпечити довговічність і безпечну експлуатацію напівпричепи.

Виклад основного матеріалу. У сучасних умовах, де технологічні процеси виконуються в складних умовах на значних швидкостях, а обладнання працює в агресивних середовищах, несучі рами напівпричепів зазнають значних зовнішніх навантажень, до яких належить: удари та вібрації, які виникають при русі по нерівній дорозі; крутильні навантаження, які виникають через нерівномірний розподіл вантажу; навантаження від агресивних середовищ, таких як корозія та абразивний знос. З огляду на ці експлуатаційні характеристики, такі рамні конструкції в машинобудуванні відносяться до III класу зварних рам [6, 7, 11]. Для забезпечення надійності та довговічності, а також для оптимізації конструкції, виникає потреба у створенні раціональних несучих систем даного типу. Це завдання успішно вирішується шляхом максимально коректного та детального моделювання їх напружено-деформованого стану. Таке моделювання обов'язково враховує всі можливі зовнішні навантаження, які діють на напівпричепи, розглядаючи їх як комплексні функції умов роботи. Особлива увага приділяється аналізу деформовано-напруженого стану несучої рами напівпричепів, щоб виявити найбільш вразливі ділянки та оптимізувати розподіл навантажень. Такий підхід дозволяє не тільки підвищити міцність конструкції, але й знизити її матеріаломісткість, що є ключовим фактором для економічної ефективності та ресурсозбереження. Для дослідження нами було розглянуто напівпричепи виробництва АТ «РІВНЕСІЛЬМАШ».

Удосконалення надійності є критично важливим аспектом для базової просторово навантаженої несучої конструкції напівпричепів та її окремих вузлів. Вивчення та оптимізація їх деформовано-напруженого стану стає основою для забезпечення довговічності та безпечної експлуатації. Ця робота ґрунтується на детальному моделюванні напружено-деформованого стану, використовуючи модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації. Особлива увага приділяється врахуванню енергій згину та кручення, що дозволяє більш точно відобразити реальні умови експлуатації. Раціоналізація методу досягається за допомогою застосування функції Хевісайда $H(x)$, яка дозволяє ефективно обробляти особливості зміни та значних перепадів жорсткостей, характерних для подібних конструкцій. Такий підхід дає можливість розробити більш міцні та одночасно матеріаломісткі конструкції.

У роботі розглядається плоска просторово-навантажена рамна конструкція, що є центральною складовою несучої системи сучасних напівпричепів. Ця рама являє собою високонадійну зварну несучу конструкцію, ретельно спроектовану для витримування значних навантажень та забезпечення стабільності під час експлуатації. Її архітектура включає два поздовжні лонжерони, з довжиною l , що оптимально розрахована для конкретних експлуатаційних умов [8, 9, 12]. Ці лонжерони надійно з'єднані між собою за допомогою міцної передньої балки та системи поперечин. Така конфігурація дозволяє ефективно розподіляти зовнішні навантаження, мінімізуючи локальні деформації та забезпечуючи загальну міцність і довговічність усієї несучої конструкції напівпричепів.

При аналізі завантаженості просторово-навантаженої рамної конструкції, що є невід'ємною частиною несучої системи напівпричепів, домінуючими факторами виступають значні зусилля P_i , що виникають від транспортованої маси вантажу. Ці навантаження створюють складний деформовано-напружений стан у всій конструкції. Крім того, важливим є вплив динамічних навантажень P_b , які можуть виникати під час

руху, гальмування, проходження нерівностей дороги або роботи допоміжного обладнання, що може бути інтегроване в напівпричіп. У місцях контакту з'єднання осей ходових коліс напівпричепа з лонжеронами рами діють суттєві реакції R_0, R'_0, R_1, R'_1 та R_2, R'_2 .

Згідно з розрахунковою схемою, що відображає особливості несучої системи напівпричепів, загальний вираз функції потенціальної енергії деформації рами формулюється як сума енергії, що накопичується внаслідок згинання, та енергії, спричиненої крученням, для обох її частин [9, 13]. Цей підхід дозволяє всебічно врахувати вплив усіх типів деформацій на конструкцію напівпричепа, що є основою для подальшого аналізу міцності та оптимізації її елементів.

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

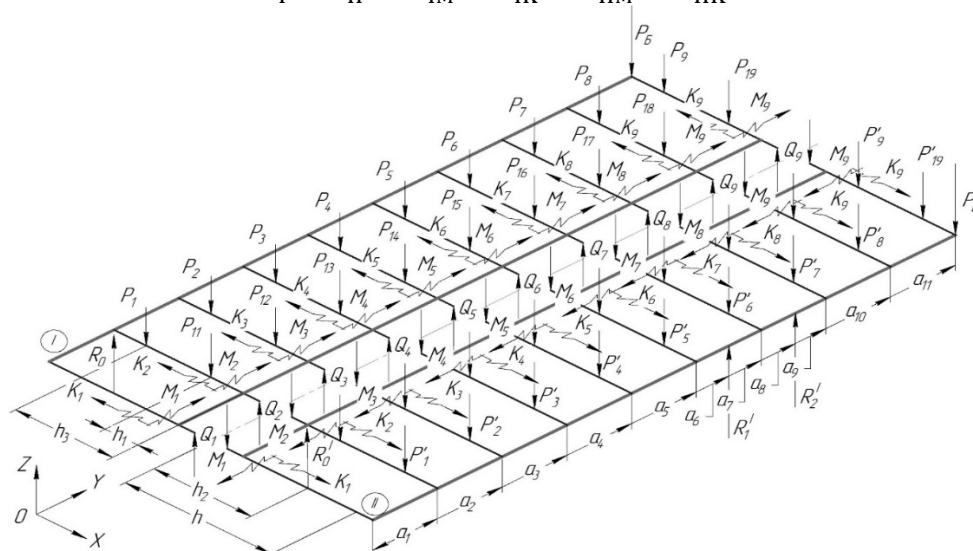


Рисунок 1 – Розрахункова модель несучої рами напівпричепа

Джерело: розроблено авторами

На рисунку зображено розрахункову модель, основні компоненти та позначення включають: P – зовнішні зосереджені навантаження; M – зосереджені моменти, що діють на конструкцію; Q – поперечні сили; K – жорсткості пружних зв'язків, які моделюють реакцію основи; h, a – розміри елементів; R – опорні реакції крайових пружних зв'язків.

$$\begin{aligned}
 U_{IM} = & \frac{1}{EI_1} \left[\int_0^l (K_1 - Q_1s - R_0s + (K_2 - Q_2s + (P_1 + P_{11}))H(s - a_1) + (K_3 - Q_3s + \right. \\
 & + (P_2 + P_{12}))H(s - a_2) + (K_4 - Q_4s + (P_3 + P_{13}))H(s - a_3) + (K_5 - Q_5s + (P_4 + P_{14}))H(s - \\
 & - a_4) + (K_6 - Q_6s + (P_5 + P_{15}))H(s - a_5) - R_1sH(s - a_6) + (K_7 - Q_7s + \\
 & + (P_6 + P_{16}))H(s - a_7) - R_2sH(s - a_8) + (K_8 - Q_8s + (P_7 + P_{17}))H(s - a_9) + (K_9 - Q_9s + \\
 & + (P_8 + P_{18}))H(s - a_{10}))^2 ds \Big] + \frac{1}{2EI_2} \left[\int_0^h (M_1 - Q_1s - R_0sH(s - h_2))^2 ds + \int_0^h (M_2 - Q_2s + \right. \\
 & + P_{11}H(s - h_1) + P_1H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_3 - Q_3s + P_{12}H(s - h_1) + P_2H(s - h_3))^2 ds + \\
 & + \int_0^h (M_4 - Q_4s + P_{13}H(s - h_1) + P_3H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_5 - Q_5s + P_{14}H(s - h_1) + \\
 & + P_4H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_6 - Q_6s + P_{15}H(s - h_1) + P_5H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_7 - Q_7s + \\
 & + P_{16}H(s - h_1) + P_6H(s - h_3))^2 ds + \int_0^h (M_8 - Q_8s + P_{17}H(s - h_1) + P_7H(s - h_3))^2 ds + \\
 & \left. + \int_0^h (M_9 - Q_9s + P_{19}H(s - h_1) + P_9H(s - h_3))^2 ds \right]
 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
U_{IK} = & \frac{1}{2GI_{k1}} \left[\int_0^l (M_1 - Q_1h - R_0(h - h_2) + (M_2 - Q_2h + P_1(h - h_3) + P_{11}(h - \right. \\
& - h_1)) \times H(s - a_1) + (M_3 - Q_3h + P_2(h - h_3) + P_{12}(h - h_1))H(s - a_2) + \\
& + (M_4 - Q_4h + P_3(h - h_3) + P_{13}(h - h_1))H(s - a_3) + (M_5 - Q_5h + P_4(h - \\
& - h_3) + P_{14}(h - h_1)) \times H(s - a_4) + (M_6 - Q_6h + P_5(h - h_3) + P_{15}(h - \\
& - h_1))H(s - a_5) + (M_7 - Q_7h + P_6(h - h_3) + P_{16}(h - h_1))H(s - a_7) + \\
& + (M_8 - Q_8h + P_7(h - h_3) + P_{17}(h - h_1)) \times H(s - a_9) + (M_9 - Q_9h + \\
& + P_8(h - h_3) + P_{18}(h - h_1))H(s - a_{10}))^2 ds + \\
& + \int_0^l (M_1 - R_0h_2 + (M_2 + P_1h_3 + P_{11}h_1)H(s - a_1) + (M_3 + P_2h_3 + \\
& + P_{12}h_1)H(s - a_2) + (M_4 + P_3h_3 + P_{13}h_1)H(s - a_3) + (M_5 + P_4h_3 + \\
& + P_{14}h_1)H(s - a_4) + (M_6 + P_5h_3 + P_{15}h_1)H(s - a_5))^2 ds + (M_7 + P_6h_3 + \\
& + P_{16}h_1)H(s - a_7) + (M_8 + P_7h_3 + P_{17}h_1) \times H(s - a_9))^2 ds + (M_9 + \\
& + P_8h_3 + P_{18}h_1)H(s - a_{10}))^2 ds] + \\
& + \frac{1}{2GI_{k2}} \int_0^h K_1^2 + K_2^2 + K_3^2 + K_4^2 + K_5^2 + K_5^2 + K_7^2 + K_8^2 + K_9^2 ds
\end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
U_{IIM} = & \frac{1}{EI_1} \left[\int_0^l (Q_1s - K_1 - R_0s + (Q_2s - K_2 + (P_1 + P_{11}))H(s - a_1) + \right. \\
& (Q_3s - K_3 + (P_2 + P_{12}))H(s - a_2) + (Q_4s - K_4 + (P_3 + P_{13}))H(s - a_3) + \\
& + (Q_5s - K_5 + (P_4 + P_{14})) \times H(s - a_4) + (Q_6s - K_6 + (P_5 + P_{15}))H(s - a_5) - \\
& - R_1sH(s - a_6) + (Q_7s - K_7 + (P_6 + P_{16})) \times H(s - a_7) - R_2sH(s - a_8) + \\
& + (Q_8s - K_8 + (P_7 + P_{17}))H(s - a_9) + (Q_9s - K_9 + (P_8 + P_{18})) \times H(s - a_{10}))^2 ds] + \\
& + \frac{1}{2EI_2} \left[\int_0^h (M_1 + Q_1s - R_0sH(s - h_2))^2 ds + \right. \\
& + \int_0^h (M_2 + Q_2s + P_{11}H(s - h_1) + P_1H(s - h_3))^2 ds + \\
& + \int_0^h (M_3 + Q_3s + P_{12}H(s - h_1) + P_2H(s - h_3))^2 ds + \\
& + \int_0^h (M_4 + Q_4s + P_{13}H(s - h_1) + P_3H(s - h_3))^2 ds + \\
& + \int_0^h (M_5 + Q_5s + P_{14}H(s - h_1) + P_4H(s - h_3))^2 ds + \\
& + \int_0^h (M_6 + Q_6s + P_{15}H(s - h_1) + P_5H(s - h_3))^2 ds + \\
& + \int_0^h (M_7 + Q_7s + P_{16}H(s - h_1) + P_6H(s - h_3))^2 ds + \\
& + \int_0^h (M_8 + Q_8s + P_{17}H(s - h_1) + P_7H(s - h_3))^2 ds + \\
& + \int_0^h (M_9 + Q_9s + P_{19}H(s - h_1) + P_9H(s - h_3))^2 ds]
\end{aligned} \tag{4}$$

$$\begin{aligned}
U_{IUK} = & \frac{1}{2GI_{k1}} \left[\int_0^l (M_1 + Q_1h - R_0(h - h_2) + (M_2 + Q_2h + P_1(h - h_3) + P_{11}(h - h_1))H(s - \right. \\
& - a_1) + (M_3 + Q_3h + P_2(h - h_3) + P_{12}(h - h_1))H(s - a_2) + (M_4 + Q_4h + \\
& + P_3(h - h_3) + P_{13}(h - h_1)) \times H(s - a_3) + (M_5 + Q_5h + P_4(h - h_3) + \\
& + P_{14}(h - h_1))H(s - a_4) + (M_6 + Q_6h + P_5(h - h_3) + P_{15}(h - h_1))H(s - \\
& - a_5) + (M_7 + Q_7h + P_6(h - h_3) + P_{16}(h - h_1))H(s - a_7) + (M_8 + Q_8h + \\
& + P_7(h - h_3) + P_{17}(h - h_1))H(s - a_9) + (M_9 + Q_9h + P_8(h - h_3) + P_{18}(h - \\
& - h_1))H(s - a_{10}))^2 ds + \\
& + \int_0^l (M_1 - R_0h_2 + (M_2 + P_1h_3 + P_{11}h_1)H(s - a_1) + (M_3 + P_2h_3 + \\
& + P_{12}h_1)H(s - a_2) + (M_4 + P_3h_3 + P_{13}h_1)H(s - a_3) + (M_5 + P_4h_3 + \\
& + P_{14}h_1)H(s - a_4) + (M_6 + P_5h_3 + P_{15}h_1)H(s - a_5))^2 ds + (M_7 + P_6h_3 + \\
& + P_{16}h_1)H(s - a_7) + (M_8 + P_7h_3 + P_{17}h_1)H(s - a_9))^2 ds + (M_9 + P_8h_3 + \\
& + P_{18}h_1) \times H(s - a_{10}))^2 ds] + \frac{1}{2GI_{k2}} \int_0^h K_1^2 + \\
& K_2^2 + K_3^2 + K_4^2 + K_5^2 + K_5^2 + K_7^2 + K_8^2 + K_9^2 ds
\end{aligned} \tag{5}$$

На підставі правила Лейбніца про диференціювання підінтегральних функцій потенціальної енергії деформації за невідомими параметрами та теореми про найменшу роботу, кожен із похідних від потенціальної енергії деформації несучої системи напівпричепів прирівнюємо до нуля. В результаті цього процесу отримуємо систему

лінійних канонічних рівнянь, кількість яких відповідає кількості статично невизначених зусиль [10].

$$\frac{\partial U}{\partial M_i} = 0; \frac{\partial U}{\partial K_i} = 0; \frac{\partial U}{\partial Q_i} = 0 \quad (6)$$

Шукані згинальний і крутний моменти, а також поперечну силу для несучої системи напівпричепів визначаємо за наступними вихідними даними.

Зовнішні навантаження, отримано експериментально:

$P_1 = 1661\text{Н}; P'_1 = 1673\text{Н}; P_2 = 2030\text{Н}; P'_2 = 1964\text{Н}; P_3 = 2743\text{Н}; P'_3 = 2871\text{Н}; P_4 = 3128\text{Н}; P'_4 = 3026\text{Н}; P_5 = 3749\text{Н}; P'_5 = 3740\text{Н}; P_6 = 4186\text{Н}; P'_6 = 4277\text{Н};$
 $P_7 = 5050\text{Н}; P'_7 = 5423\text{Н}; P_8 = 5697\text{Н}; P'_8 = 5921\text{Н}; P_9 = 6636\text{Н}; P'_9 = 6496\text{Н};$
 $P_{11} = 1570\text{Н}; P'_{11} = 1810\text{Н}; P_{12} = 2172\text{Н}; P'_{12} = 2254\text{Н}; P_{13} = 2967\text{Н}; P'_{13} = 3079\text{Н};$
 $P_{14} = 3488\text{Н}; P'_{14} = 3325\text{Н}; P_{15} = 4054\text{Н}; P'_{15} = 3960\text{Н}; P_{16} = 4915\text{Н}; P'_{16} = 4752\text{Н};$
 $P_{17} = 5610\text{Н}; P'_{17} = 5791\text{Н}; P_{18} = 6282\text{Н}; P'_{18} = 6435\text{Н}; P_{19} = 6980\text{Н}; P'_{19} = 7044\text{Н};$
 $P_B = 1960\text{Н}; P'_B = 2146\text{Н}$

Фізичні та геометричні характеристики, одержані 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 статично визначені, 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 підсумку при розв'язку системи рівнянь отримаємо:

$M_1 = -1758\text{Н} \cdot \text{м}; M_2 = -3235\text{Н} \cdot \text{м}; M_3 = -2704\text{Н} \cdot \text{м}; M_4 = -2607\text{Н} \cdot \text{м};$
 $M_5 = -2178\text{Н} \cdot \text{м}; M_6 = -2982\text{Н} \cdot \text{м}; M_7 = -3355\text{Н} \cdot \text{м}; M_8 = -5132\text{Н} \cdot \text{м};$
 $M_9 = -6625\text{Н} \cdot \text{м}; M_{10} = -8382\text{Н} \cdot \text{м}; K_1 = 0,22\text{Н} \cdot \text{м}; K_2 = 0,22\text{Н} \cdot \text{м}; K_3 = 0,2\text{Н} \cdot \text{м};$
 $K_4 = 0,15\text{Н} \cdot \text{м}; K_5 = 0,09\text{Н} \cdot \text{м}; K_6 = 0\text{Н} \cdot \text{м}; K_7 = 0\text{Н} \cdot \text{м}; K_8 = 0\text{Н} \cdot \text{м}; K_9 = 0\text{Н} \cdot \text{м};$
 $K_{10} = 0\text{Н} \cdot \text{м}; Q_1 = 1,4\text{Н}; Q_2 = -143,5\text{Н}; Q_3 = -55,0\text{Н}; Q_4 = 68,3\text{Н}; Q_5 = 45,0\text{Н}; Q_6 = 73,5\text{Н};$
 $Q_7 = 24,2\text{Н}; Q_8 = -119,8\text{Н}; Q_9 = -118,9\text{Н}; Q_{10} = -105,3\text{Н}.$

Дослідження несучих систем напівпричепів виявило, що вони мають значні перепади та зміни жорсткості. Точний і ефективний аналіз напружено-деформованого стану таких конструкцій може бути проведений лише за допомогою модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації. На основі результатів моделювання були сформульовані рекомендації щодо оптимізації конструкції вузлів та рами, що дозволяє одночасно збільшити міцність та надійність конструкції і зменшити її матеріаломісткість.

Висновки. Проведене дослідження деформовано-напруженого стану несучої рами напівпричепів в умовах інтенсивної експлуатації переконливо підтверджує критичну важливість застосування передових методів моделювання для забезпечення їх функціональної надійності та довговічності. Застосування вдосконаленого модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації, що охоплює комплексне врахування енергій згину та кручення, у поєднанні з ефективним використанням функції Хевісайда для точного опрацювання значних перепадів жорсткостей у структурі, дозволило отримати вичерпні дані щодо поведінки конструкції під різноманітними експлуатаційними навантаженнями. Отримані результати моделювання становлять значну практичну цінність, оскільки вони надають вичерпну інформацію, необхідну для ідентифікації найбільш навантажених ділянок та

потенційних зон ризику руйнування. Це, в свою чергу, дозволяє сформувати обґрунтовані та науково вивірені рекомендації щодо подальшої оптимізації конструктивних рішень як для всієї рамної системи в цілому, так і для її окремих, найбільш критичних вузлів. Запропонований у роботі підхід сприяє не лише суттєвому підвищенню міцності та витривалості рамних конструкцій, що є життєво важливим для безпеки, а й їх раціональному та ресурсоефективному конструюванню, що безпосередньо веде до зниження матеріаломісткості кінцевих виробів. Впровадження розроблених рекомендацій у виробничу практику обіцяє значне покращення загальних експлуатаційних характеристик напівпричепів, гарантуючи їхню довговічність, максимальну безпеку руху та загальну економічну ефективність функціонування в динамічних та складних умовах сучасного транспортування.

Список літератури

1. Ковалевський С. Г., Роговий А. С. Використання комп'ютерних обчислювальних методів розрахунку напружено-деформованого стану на прикладі тягової рами напівпричепного скрепера. *Комп'ютерні технології і мехатроніка: матеріали міжнародної науково-практичної конференції* (Харків, 12 грудня 2019 р.). Харків: ХНАДУ, 2020. С. 63–67.
2. Джердж С., Сташків М. Я. Аналіз напружено-деформованого стану рами бурякозбирального комбайна КС-6Б-10 «ТЕРНОПІЛЬ» за допомогою ПК «ЛІРА». *Актуальні задачі сучасних технологій: тези доповідей VI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів* (Тернопіль, 16–17 листопада 2017 р.). Тернопіль: ТНТУ, 2017. С. 30–31.
3. Nesterenko M. M. Computer modeling of the stress-strain state of vibrating machine frames with spatial vibrations. *Academic Journal. Industrial Machine Building, Civil Engineering*. Полтава: НУ ім. Ю. Кондратюка, 2021. Вип. 2(57). С. 111–116. <https://doi.org/10.26906/znp.2021.57.2593>.
4. Леґецька І. П. Оцінка напружено-деформованого стану портових перевантажувальних машин. *Вісник Одеського національного морського університету*. 2025. № 75. С. 30–41.
5. Fomin A., Stetsko A. Аналіз конструктивних складових вантажних вагонів для створення спрямованого напружено-деформованого стану. *Transport systems and technologies*. 2017. № 31. С. 148–159.
6. Бивалькевич Л. М., Люлька В. С. Основи надійності і довговічності транспортних машин. Чернівці, 2019. 120 с.
7. Надійність машин та обладнання: навчальний посібник. Ч. 1. Оцінка та забезпечення надійності машин та обладнання / А. В. Новицький та ін. Київ: Видавничий центр НУБіП України, 2023. 209 с.
8. Автомобіль вантажний. Сучасні конструкції: підручник для здобувачів ступеня вищої освіти; авт. колектив: А. Т. Лебедев, В. Д. Мигаль, І. О. Шевченко, М. Л. Шуляк; за ред. проф. А. Т. Лебедева. ХНТУСГ. Харків: ТОВ «Планета-Прінт», 2021. 369 с.
9. Галушко М. О. Дидактичне проєктування навчального посібника «Ходова частина автомобіля»: кваліфікаційна робота магістра (015.38 Професійна освіта. Транспорт). Хмельницький: Хмельницький нац. ун-т, 2022. 121 с.
10. Будова автомобіля: навчальний посібник / А. І. Панченко, А. А. Волошина, О. В. Болтянський та ін. Мелітополь: ВПЦ «Люкс», 2021. 247 с.
11. Рибак Т. І., Сікорський С. П., Коваль І. В., Целюк С. Г. Аналітичні залежності напружено-деформованого стану одновісних рамних конструкцій сільськогосподарських машин. *Вісник ХНТУСГ*. 2011. Вип. 112. С. 45–50.
12. Рибак Т. І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин: навчальний посібник. Тернопіль: Збруч, 2003. 332 с.
13. Rozum R. I., Buriak M. V., Zakharchuk O. P. Innovative engines in the history of automobile building. *Modern engineering and innovative technologies*. 2021. Issue 18, Part 2. С. 64–67.

References

1. Kovalevskiy, S. H., & Rohovyi, A. S. (2020). Use of computer computational methods for calculating the stress-strain state on the example of a towing frame of a semi-trailer scraper. In *Komp'yuterni tekhnolohiyi i mekhatronika: materialy mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi* (pp. 63–67). Kharkiv: KhNADU [in Ukrainian].
2. Dzhérdzh, S., & Stashkiv, M. Ya. (2017). Analysis of the stress-strain state of the KS-6B-10 "TERNOPIL" beet harvester frame using LIRA PC. In *Aktual'ni zadachi suchasnykh tekhnolohiy: tezy dopovidey VI mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi molodykh uchenykh ta studentiv* (pp. 30–31). Ternopil: TNTU [in Ukrainian].

3. Nesterenko, M. M. (2021). Computer modeling of the stress-strain state of vibrating machine frames with spatial vibrations. *Academic Journal. Industrial Machine Building, Civil Engineering*, 2(57), 111–116. <https://doi.org/10.26906/znp.2021.57.2593>
4. Lehetska, I. P. (2025). Assessment of the stress-strain state of port transshipment machines. *Visnyk Odes'koho natsional'noho mors'koho universytetu*, 75, 30–41 [in Ukrainian].
5. Fomin, A., & Stetsko, A. (2017). Analysis of structural components of freight wagons to create a directed stress-strain state. *Transport Systems and Technologies*, 31, 148–159.
6. Byvalkevych, L. M., & Liulka, V. S. (2019). Fundamentals of reliability and durability of transport machines. Chernihiv [in Ukrainian].
7. Novytskyi, A. V., et al. (2023). Reliability of machines and equipment. Part 1. Assessment and ensuring reliability of machines and equipment. Kyiv: Vydavnychy tsentr NUBiP Ukrayiny [in Ukrainian].
8. Lebedev, A. T. (Ed.), Myhal, V. D., Shevchenko, I. O., Shuliak, M. L., & others. (2021). Cargo motor vehicle. Modern designs: Textbook for higher education. Kharkiv: TOV "Planeta-Print", KhNTUSH [in Ukrainian].
9. Halushko, M. O. (2022). Didactic design of the textbook "Automobile chassis": Master's qualification work (015.38 Professional education. Transport). Khmelnytskyi: Khmelnytskyi National University [in Ukrainian].
10. Panchenko, A. I., Voloshyna, A. A., Boltianskyi, O. V., et al. (2021). Vehicle structure: Textbook. Melitopol: VPTs "Liuks" [in Ukrainian].
11. Rybak, T. I., Sikorskyi, S. P., Koval, I. V., & Tselyuk, S. H. (2011). Analytical dependences of the stress-strain state of single-axle frame structures of agricultural machines. *Visnyk KhNTUSH*, 112, 45–50 [in Ukrainian].
12. Rybak, T. I. (2003). Search design based on optimization of the resource of mobile agricultural machines: Textbook. Ternopil: Zbruch [in Ukrainian].
13. Rozum, R. I., Buriak, M. V., & Zakharchuk, O. P. (2021). Innovative engines in the history of automobile building. *Modern Engineering and Innovative Technologies*, 18(2), 64–67.

Andrii Papinko¹, PhD, Valerii Mospan², PhD, Mykhailo Bashutsky¹, Vitaly Biryuchinsky¹, Oleksandr Popovych¹

¹Western Ukrainian National University, Ternopil, Ukraine

²Kherson National Technical University, Kherson, Ukraine

Deformed-Stressed State of Semi-Trailer Bearing Frame

This research delves into the intricate stress-strain state of semi-trailer bearing frames, a critical aspect given the escalating demands on structural integrity and longevity within contemporary transport infrastructure and intensified freight logistics. Conventional analytical design methodologies for such complex load-bearing systems frequently incorporate simplifying assumptions, which, while expediting preliminary calculations, often culminate in considerable design inaccuracies. These discrepancies are typically offset by an over-reliance on material consumption, leading to the fabrication of heavier and more costly structures than optimally necessary. This prevailing challenge underscores the imperative for advanced analytical tools that can provide a more precise and comprehensive understanding of structural behavior under real-world operating conditions, thereby mitigating the need for over-engineering and enhancing overall design efficiency.

The study employs a sophisticated methodological framework centered on a modified minimum potential energy method, meticulously tailored to analyze the intricate interplay of forces within the semi-trailer frame. A pivotal enhancement to this approach involves the explicit consideration of both bending and torsional energies, which are fundamental to accurately capturing the complex response of the frame to dynamic and static loads. Furthermore, the innovative application of Heaviside's function within the computational model significantly refines the ability to effectively process and account for abrupt changes in the structural stiffness of various frame components. This allows for a more nuanced and accurate representation of the frame's behavior, particularly in areas characterized by varying cross-sections or material properties, which are often prone to stress concentrations.

Through the rigorous application of this advanced computer modeling approach, the research aims to achieve a multifaceted optimization of the semi-trailer's frame structure and its critical nodal connections. By precisely mapping the stress and deformation distribution, the model facilitates the identification of areas requiring reinforcement or, conversely, opportunities for material reduction without compromising structural integrity. The overarching objective is to bolster the reliability and inherent durability of semi-trailers, concurrently achieving a substantial reduction in their material intensity. Ultimately, this leads to an extended service life and enhanced operational safety of semi-trailers, contributing to more sustainable and economically efficient freight transportation systems.

semi-trailers, bearing frame, stress-strain state, strain potential energy

Одержано (Received) 11.08.2025

Прорецензовано (Reviewed) 20.10.2025

Прийнято до друку (Approved) 23.10.2025