

О. О. ЛАРИН, К. Є. ПОТОПАЛЬСЬКА, Є. М. ГРИНЧЕНКО, Н. Р. РАЗУМОВСЬКА, Н. ВАСИЛЬЧЕНКО

РОЗРОБКА РОЗРАХУНКОВИХ МОДЕЛЕЙ ПАСИВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВИШУВАННЯ З КВАЗІНУЛЬОВОЮ ЖОРСТКІСТЮ, ЩО ВИГОТОВЛЕНІ З КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ

У цій роботі розроблено метаструктуру з квазінульовою динамічною жорсткістю для застосування у віброзахисних системах. Запропонована структура складається з одиничних комірок, які включають елементи з негативною та позитивною жорсткістю, розташовані паралельно, що дозволяє досягти області квазінульової жорсткості. Така особливість забезпечує можливість значного зниження переданих вібрацій, що є надзвичайно важливим для прецизійного обладнання, транспортних систем і будівельних конструкцій, чутливих до вібраційних навантажень. У межах дослідження проведено чисельне моделювання статичних характеристик одиничної комірки під одноосовим стисненням. Це дозволило визначити вплив геометричних параметрів та матеріальних характеристик на ефективність роботи метаструктури. Крім того, було розроблено конструкцію, що включає множину таких комірок, що дало змогу оцінити можливість масштабування структури для практичних застосувань. Результати дослідження демонструють, що для запропонованої метаструктури зона квазінульової жорсткості знаходиться в діапазоні переміщень від 11 мм до 40 мм. У цій зоні значення сили залишається майже незмінним і становить близько 300 Н, що свідчить про стабільну роботу системи. Така поведінка дозволяє ефективно ізолювати коливання в широкому діапазоні частот і навантажень. Одержані залежності переміщення платформи від навантаження дозволяють налаштовувати статичну жорсткість конструкції для різних застосувань ще на етапі проектування. Це відкриває можливості для адаптації метаструктури під специфічні умови експлуатації, що робить її універсальним рішенням для різних сфер промисловості. Таким чином, метаструктура, створена на основі одиничних комірок з квазінульовою жорсткістю, є перспективним рішенням для розробки віброзахисних систем, що дозволяє забезпечити ефективну ізоляцію в широкому діапазоні навантажень. Подальші дослідження можуть бути спрямовані на оптимізацію геометричних параметрів та матеріальних характеристик для досягнення ще вищої ефективності роботи структури.

Ключові слова: квазінульова жорсткість, метаматеріали, напруження, силовий віджук

O.O. LARIN, K.E. POTOPALSKA, E.M. GRINCHENKO, N.R. RAZUMOVSKA, N. VASILCHENKO

DEVELOPMENT OF CALCULATION MODELS OF PASSIVE STRUCTURAL SUSPENSION ELEMENTS WITH QUASI-ZERO STIFFNESS MADE OF COMPOSITE MATERIALS

This study introduces the design and analysis of a novel metastructure with quasi-zero dynamic stiffness for potential use in vibration isolation systems. The proposed metastructure is constructed from unit cells that integrate elements with both negative and positive stiffness. These elements are arranged in parallel to create a region of quasi-zero stiffness. This unique configuration allows the metastructure to achieve a balance between stability and flexibility, making it highly adaptable for various engineering applications. Numerical simulations were conducted to evaluate the static characteristics of a single unit cell under uniaxial compression. The results demonstrated that the unit cell exhibits a quasi-zero stiffness zone, characterized by a displacement range between 11 mm and 40 mm, where the applied force remains nearly constant at approximately 300 N. Additionally, a comprehensive multi-cell design was developed to explore the scalability and practical applicability of the metastructure in larger systems. The analysis showed that the metastructure's static stiffness and the boundaries of the quasi-zero stiffness zone can be tailored by adjusting the geometric and material properties of the unit cells. Graphical results, including displacements along the Y-axis and equivalent stress distributions for a displacement of 30 mm, confirm the effectiveness of the design. The ability to maintain consistent force in the quasi-zero stiffness zone highlights the potential for this metastructure to enhance vibration isolation performance across a broad spectrum of operating conditions. The proposed metastructure demonstrates significant promise for use in vibration protection systems due to its tunable properties and efficient isolation capabilities. By utilizing the derived dependencies between platform displacement and applied load, engineers can optimize the design parameters during the development phase to achieve desired performance outcomes. This work lays a foundation for the practical implementation of metastructures in vibration-sensitive applications, offering innovative solutions for challenges in dynamic load management and structural stability.

Keywords: quasi-zero stiffness, metamaterials, stresses, force buckling.

Вступ. Однією з основних причин виходу з ладу різних механізмів та приладів, які розташовані в рухомих об'єктах є шкідливий вплив вібрації, яка викликається роботою двигуна транспортного засобу, впливом мікропрофілю дорожнього покриття, різних додаткових механізмів і т.д. Захист від вібрацій є важливою задачею сучасного машинобудування, адже надійна робота обладнання та безпека оператора безпосередньо залежать від ефективності систем віброізоляції. Зростання швидкостей руху та потужностей силових і технологічних установок спричиняє підвищення рівня коливань, які впливають на опорні конструкції. Це вимагає вдосконалення існуючих віброізоляційних систем, розробки нових технічних рішень, створення математичних моделей та їх аналізу для різних режимів експлуатації. У зв'язку з цим актуальною проблемою є створення віброзахисної системи та оцінка її ефективності.

1. Аналіз існуючих шляхів рішення проблеми.

Віброізолятори широко використовуються в інженерних системах для ізоляції об'єктів від зовнішнього вібраційного впливу [1–3]. Для захисту технологічного обладнання від шкідливих вібрацій доцільно застосовувати пасивні системи, оскільки вони є найбільш простими та економічно виправданими. Однією з основних характеристик віброізолятора є частота його власних коливань. Чим менша ця частота, тим ширший діапазон частот збудовуючої сили, за якого робота віброізолятора є ефективною. Для створення віброзахисних систем із низькою власною частотою коливань можливе використання систем із квазінульовою жорсткістю (QZS) [4–5]. Негативна жорсткість, отримана від комірок, що функціонують на принципі втрати стійкості або snap-through, вважається основним

механізмом поглинання енергії для метаматеріалів і метаструктур [5-15].

Збираючи комірки з властивістю негативною жорсткості в серію, можна досягти бажаних характеристик захисту від ударів або поглинання енергії [6-7]. Як штучний матеріал та структура з передовими механічними й фізичними властивостями, унікальні характеристики метаматеріалів та метаструктур залежать не від внутрішніх властивостей матеріалів, а від конфігурації їхніх внутрішніх періодичних комірок. Спеціально розроблені криволінійні балки [8–12] та нахилені балки [1-2], що розташовані у конструкціях із жорсткими рамами, зазвичай використовуються як комірки з негативною жорсткістю завдяки простоті їхнього виготовлення за допомогою технології 3D-друку.

Системи QZS базуються на механізмі високої статичної та низької динамічної жорсткості (HSLDS). Це дозволяє проєктувати системи з високою несучою здатністю та низькою власною частотою. Зазвичай QZS-ізолятори поєднують елементи позитивної та негативною жорсткості: позитивна жорсткість забезпечує стабільність, а негативна компенсує динамічну жорсткість у певному діапазоні переміщень, що покращує віброізоляцію. Для реалізації негативною жорсткості використовуються різні методи: похилі пружини, магнітні системи, кулачково-роликові механізми, метаматеріали та інші. Більшість досліджень зосереджено на створенні оптимальних конфігурацій для досягнення цих властивостей. Метаструктури на основі QZS ізолюють небажані вібрації у широкому діапазоні частот.

Наприклад, у роботах [16-19], створено податливі структури для забезпечення нелінійності, що також активно впроваджуються для низькочастотної ізоляції.

У цій роботі досліджено компактную легку метаструктуру з високою статичною та низькою динамічною жорсткістю. Метаструктура демонструє стабільну поведінку QZS для ізоляції вібрацій у низькочастотних діапазонах.

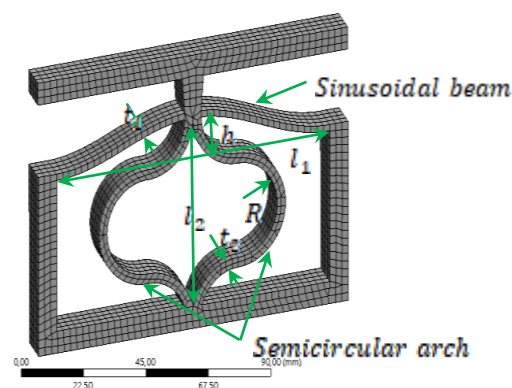
2. Постановка задачі. Метою цієї роботи є розробка метаструктури з квазінульовою динамічною жорсткістю та дослідження її характеристик у застосуванні для вібраційної ізоляції. Для досягнення цієї мети було виконано наступні кроки:

1. Створено метаструктуру, що складається з одиначної комірки.

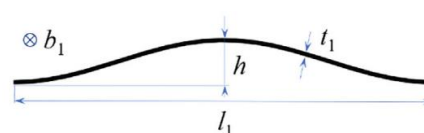
2. Чисельно визначено статичні характеристики метаструктури, що складається з одиначної комірки, під одноосьовим стисненням.

3. Розроблено модель конструкції, що включає множини комірок.

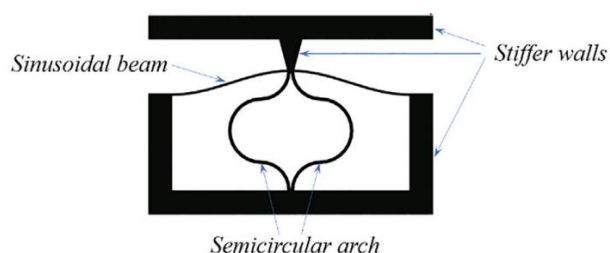
3. Основна частина. Спроектвана метаструктура показана на рисунку 1. Її комірка складається з синусоїдальної балки, пари напівкруглих арок та жорстких стінок. Синусоїдальна балка демонструє властивості негативною жорсткості під дією бічного навантаження, тоді як арка, що домінує за вигином, демонструє позитивну жорсткість під вертикальним навантаженням. Завдяки відповідному розташуванню цих елементів, у комірці та в усій метаструктурі реалізується квазінульова жорсткість.



a



c



b

d

Рис. 1 – Структурна модель - a. Елементарна комірка - b. Синусоїдальна балка - c. Напівкругла арка - d.[1]

На рисунку 1, с, форма синусоїдальної балки задається рівнянням:

$$y = h/2[1 - \sin(2\pi(x - l_1/4)/l_1)],$$

Де l_1 – довжина, b_1 – глибина, t_1 – товщина, h – амплітуда. Напівкругла арка на рисунку 2(d) має довжину l_2 , радіус $R=l_2/4$, глибину b_2 і товщину t_2 . Синусоїдальна балка й напівкруглі арки з'єднані жорсткими стінками товщиною t .

Розташування балки з негативною жорсткістю та арок із позитивною жорсткістю паралельно дозволяє комірці мати область квазінульової жорсткості. Таким чином, ця комірка може формувати всю метаструктуру (рисунк 1а), статична жорсткість якої та область квазінульової жорсткості можуть бути налаштовані для різних застосувань.

При дослідженні за основу була взята балка надана в публікації [1]. Для підвищення несучої здатності вона була модифікована шляхом збільшення її загальної довжини, а також загального масштабування та збільшення товщини синусоїдальних елементів на 30 відсотків.

Для чисельного аналізу був використаний метод скінченних елементів. При розрахунках був використаний твердотільний елемент, що має шість ступенів свободи у вузлі.

Для чисельних симуляцій був використаний метаматеріал з наступними властивостями: Модуль пружності 49.5 МПа, коефіцієнт Пуассона 0.36, щільність 1252 кг/м³. Також були враховані властивості даного матеріалу отримані під час тесту на розтягання. Залежність напруження-деформації зображена на рисунку 2.

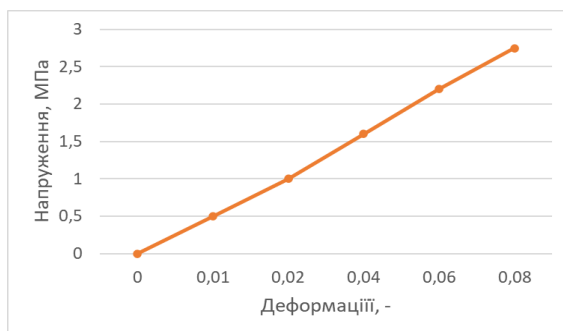


Рис. 2 – Результати експерименту на розтягнення [1]

У цій роботі розглядалася елементарна комірка з різною загальною довжиною (114 мм, 118 мм і 122 мм). Розміри елементарної комірки базувалися на результатах, представлених у статті [1]. СЕ-модель наведена на рисунку 3.

Наявність зони з квазінульовою жорсткістю можна визначити за нелінійною силою пружини,

наведеною на рисунку 4. Це відповідає інтервалу можливих вертикальних переміщень вантажної платформи до 3 мм. В діапазоні переміщень від 3 до 21 мм елемент зберігає практично постійну жорсткість пружини. Слід зазначити, що якщо потенційні переміщення перевищують задані значення, то жорсткість цієї системи призведе до зворотного ефекту щодо віброізоляції.

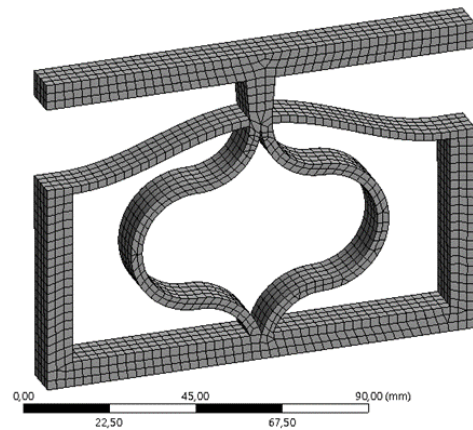


Рис. 3 – Модель СЕ елементарної комірки

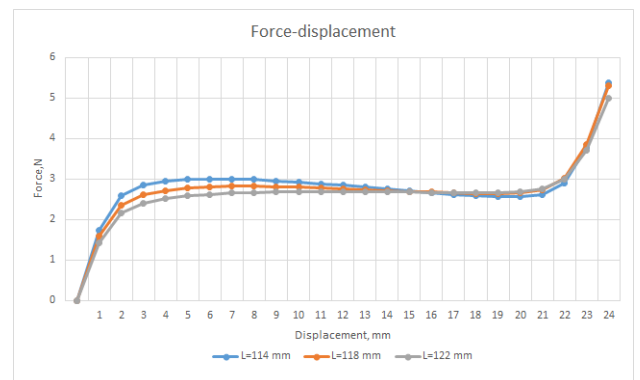


Рис. 4 – Зони переміщень з квазінульовою жорсткістю

Цей елемент блоку демонструє задовільні результати і може слугувати основою для моделювання більш складного віброізолятора, який може працювати на більших рівнях переміщення.

Моделювання напружено деформованого стану елементарної комірки для різних рівнів переміщення навантаження, а саме вертикальні переміщення наведено на рисунку 5.

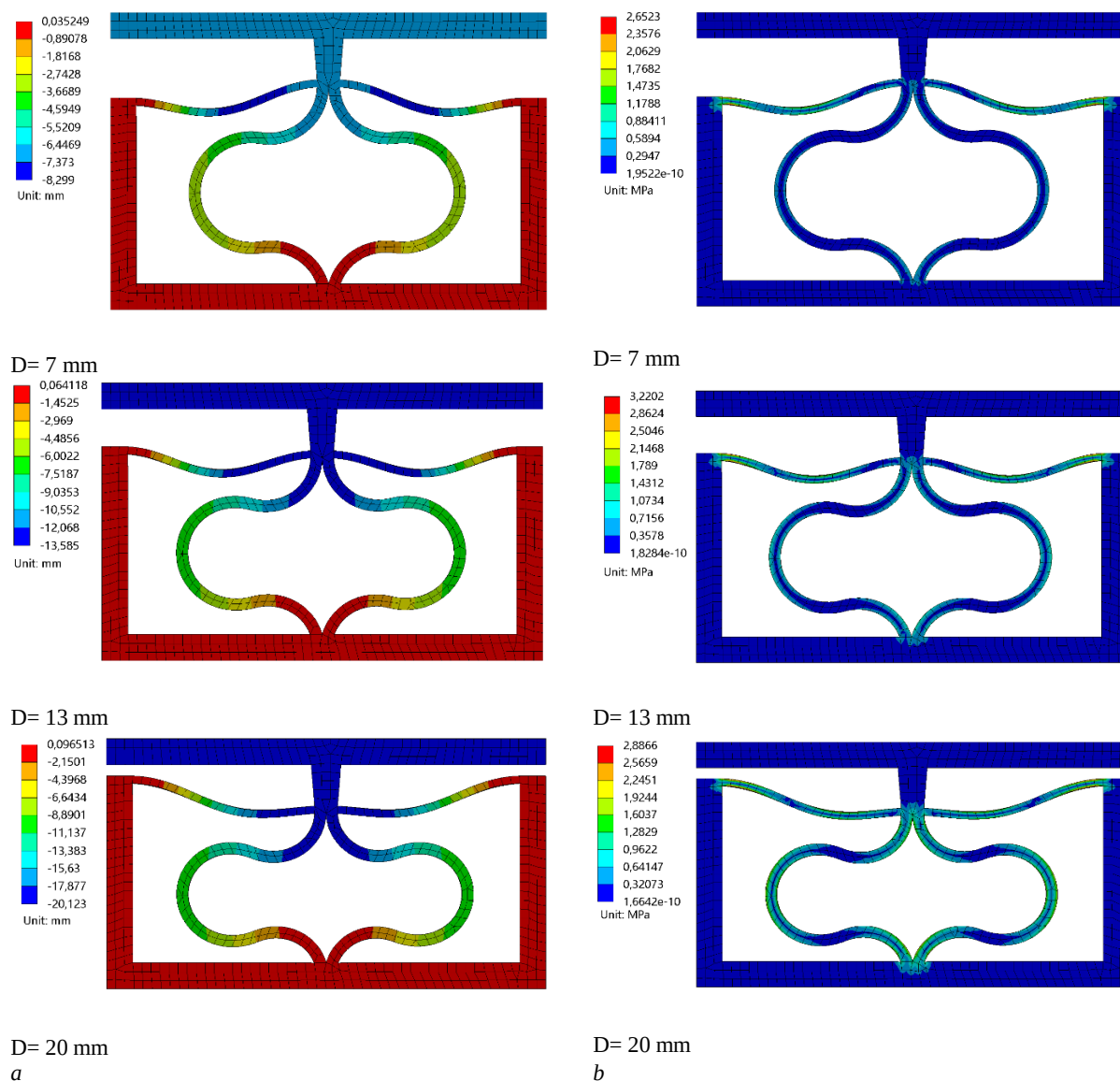


Рис.5 – a - Напрявлені переміщення Y ; b - еквівалентні напруження фон Мізеса для різних рівнів переміщення навантаження

Змоделюємо ситуацію, коли загальна сила, яка буде прикладена буде становити приблизно 1500 Н. Тому аби посилити несучу здатність однієї комірки вона була модифікована шляхом масштабування у два рази загальної конструкції та збільшення товщини синусоїдальних елементів на 30%. Результати розрахунків наведено з наявною зоною з квазінульовою жорсткістю на рисунку 6.

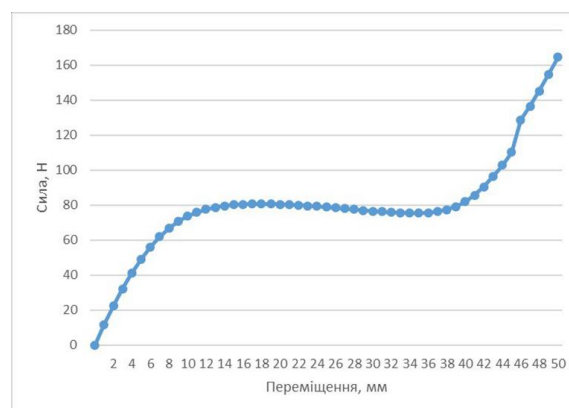
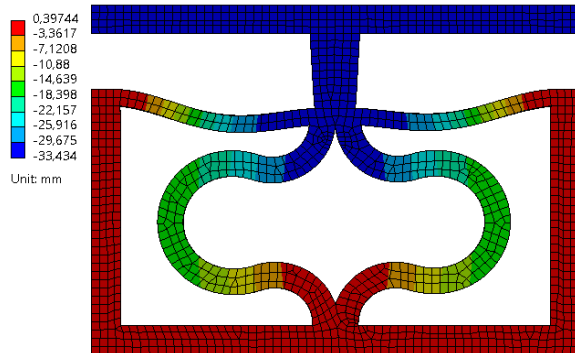


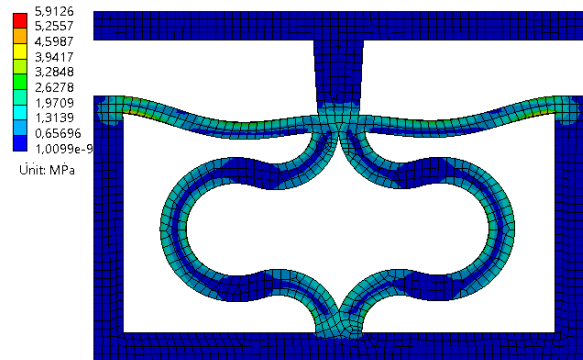
Рис.6 – Зони переміщень з квазінульовою жорсткістю для модифікованої комірки

Моделювання напружено деформованого стану масштабованої елементарної комірки для різних рівнів

переміщення навантаження наведено на рисунку 7. Границя пружності даного матеріалу дорівнює 68 МПа, виникаючі напруження не перевищують даний критерій.



а



б

Рис.7 – а - Напрявлені переміщення Y; б - еквівалентні напруження фон Мізеса для рівня навантаження 30 мм

Результати для модифікованої одиночної комірки показують, що зона з квазінульовою жорсткістю дорівнює 30 мм. В цій зоні несуча здатність конструкції дорівнює приблизно 80 Н.

На основі модифікованої комірки було створено конструкцію, що складається з чотирьох комірок, п'єдесталу, кріплень та площадки для навантаження. Тривимірна модель конструкції показана на рисунку 8.

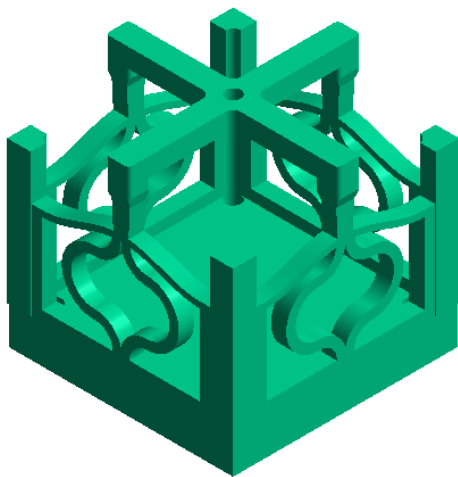


Рис. 8 – 3D модель конструкції віброізолятора з QZS.

Для розрахунків були задані граничні умови: обмеження переміщень по нижній поверхні та боковим кріпленням. Навантаження прикладалась на верхню поверхню по крокам до 50 мм.

Наявність зони з квазінульовою жорсткістю можна визначити за допомогою аналізу нелінійної сили, що показана на рисунку 9.



Рис.9 – Зони переміщень з квазінульовою жорсткістю

З отриманих результатів видно, що для запропонованої конструкції зона з квазінульовою жорсткістю знаходиться в діапазоні від 11 мм до 40 мм. При цьому в даній зоні значення сили дорівнює близько 300 Н. На рисунках 10 наведені переміщення у напрямлені Y, на рисунку 11 – еквівалентні напруження для навантаження, що відповідає 30 мм переміщення.

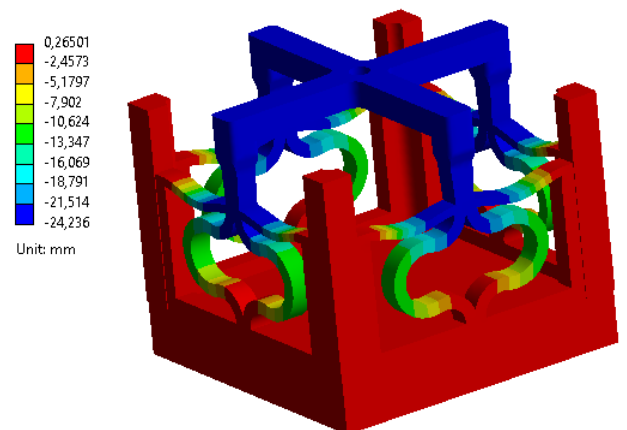


Рис.10 – Напрявлені переміщення Y для рівня навантаження 30 мм

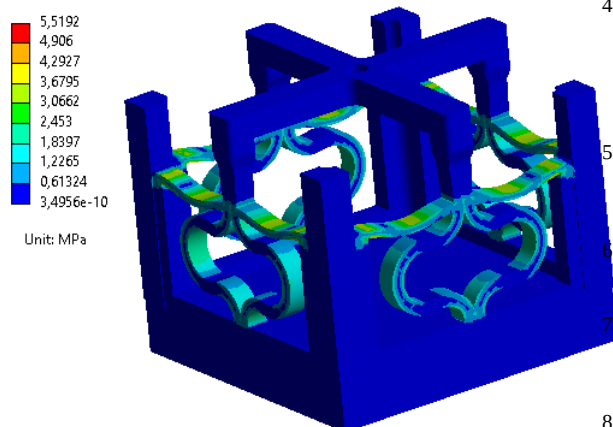


Рис.11 – Еквівалентні напруження фон Мізеса для рівня навантаження 30 мм

В запропонованих параметрах переміщень, де виконується ефект квазінульової жорсткості напруження в конструкції віброізолятора не перевищують граничних значень. Система працює в зоні пружних деформацій.

Висновки. Моделювання запропонованого пристрою доводить можливість його використання в якості віброзахисної системи з використанням елементів з квазінульовою жорсткістю. З графіків, приведених на рисунках 6 та 9 видно, що в конструкції наявна зона з квазінульовою жорсткістю, яка знаходиться в діапазоні переміщень від 11 мм до 40 мм. При цьому значення сили майже не змінюється. Отримані в роботі залежності та методика розрахунку дозволяють на стадії проектування вибрати основні параметри опори з використанням запропонованої конструкції з декількох комірок, а також провести попередню оцінку ефективності віброізоляції використовуючи залежність переміщення платформи від навантаження.

Подяка: Це наукове дослідження було підтримано та частково фінансувалось Національним фондом досліджень України (НФДУ грант: 2023.03/0255) : Вібраційний захист пристроїв, апаратури, вантажів та людей від динамічних впливів в надзвичайних умовах на основі дослідження нелінійних коливань систем складної структури з керованими і пасивними елементами.

Список літератури

1. Haigui Fan, Lijuan Yang, Yuchen Tian & Zewu Wang, Design of metastructures with quasi-zero dynamic stiffness for vibration isolation, *Composite Structures*, Volume 243, 2020, 112244. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2020.112244>
2. Mohaddeseh Gholikord, Ehsan Etemadi, Mohammad Imani & Mahboubeh Hosseinabadi, Design and analysis of novel negative stiffness structures with significant energy absorption, *Thin-Walled Structures*, Volume 181, 2022, 110137. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2022.110137>
3. David A. Debeau, Carolyn C. Seepersad & Michael R. Haberman, Impact behavior of negative stiffness honeycomb materials,

Mechanical Engineering Department, The University of Texas at Austin, Austin, Texas 78712, USA.

4. Srajan Dalela, P. S. Balaji, Moussa Leblouba, Suverna Trivedi & Abul Kalam, Nonlinear static and dynamic response of a metastructure exhibiting quasi-zero-stiffness characteristics for vibration control: an experimental validation, *Scientific Reports*, Volume 14, 19195, 2024. <https://doi.org/10.1038/s41598-024-70126-x>
5. Bo Yan, Zhihao Wang, Hongye Ma, Huihuang Bao, Ke Wang, Chuanyu Wu, A novel lever-type vibration isolator with eddy current damping, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 494, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115862>
6. Ding, H. & Chen, L. Q., Nonlinear vibration of a slightly curved beam with quasi-zero-stiffness isolators, *Nonlinear Dynamics*, 95, 2367–2382. <https://doi.org/10.1007/s11071-018-4697-9> (2019).
7. Huang, X., Liu, X. & Hua, H., On the characteristics of an ultra-low frequency nonlinear isolator using sliding beam as negative stiffness, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28, 813–822. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-1205-5> (2014).
8. Fulcher, B. A., Shahan, D. W., Haberman, M. R., Seepersad, C. C. & Wilson, P. S., Analytical and experimental investigation of buckled beams as negative stiffness elements for passive vibration and shock isolation systems, *Journal of Vibration and Acoustics*, ASME, <https://doi.org/10.1115/1.4026888> (2014).
9. Liu, C. & Yu, K., Accurate modeling and analysis of a typical nonlinear vibration isolator with quasi-zero stiffness, *Nonlinear Dynamics*, 100, 2141–2165. <https://doi.org/10.1007/s11071-020-05642-2> (2020).
10. Kovacic, I., Brennan, M. J. & Waters, T. P., A study of a nonlinear vibration isolator with a quasi-zero stiffness characteristic, *Journal of Sound and Vibration*, 315, 700–711. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.12.019> (2008).
11. Bouna, H. S., Nbenjio, B. R. N. & Wofo, P., Isolation performance of a quasi-zero stiffness isolator in vibration isolation of a multi-span continuous beam bridge under pier base vibrating excitation, *Nonlinear Dynamics*, 100, 1125–1141. <https://doi.org/10.1007/s11071-020-05580-z> (2020).
12. Liu, C. & Yu, K., Design and experimental study of a quasi-zero-stiffness vibration isolator incorporating transverse groove springs, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 20, 67. <https://doi.org/10.1007/s43452-020-00069-3> (2020).
13. Che K, Yuan C, Wu J, Jerry Qi H, Meaud J., Three-dimensional-printed multistable mechanical metamaterials with a deterministic deformation sequence, *Journal of Applied Mechanics*, 2017; 84(1).
14. Izard AG, Alfonso RF, McKnight G, Valdevit L., Optimal design of a cellular material encompassing negative stiffness elements for unique combinations of stiffness and elastic hysteresis, *Materials Design*, 2017; 135:37–50.
15. Ren C, Yang D, Qin H., Mechanical performance of multidirectional buckling-based negative stiffness metamaterials: an analytical and numerical study, *Materials*, 2018; 11(7):1078.
16. Yang H, Ma L., Multi-stable mechanical metamaterials by elastic buckling instability, *Journal of Materials Science*, 2019; 54(4):3509–26.
17. Tan X, Chen S, Zhu S, Wang B, Xu P, Yao K, et al., Reusable metamaterial via inelastic instability for energy absorption, *International Journal of Mechanical Sciences*, 2019; 155:509–17.
18. Ha CS, Lakes RS, Plesha ME., Design, fabrication, and analysis of lattice exhibiting energy absorption via snap-through behavior, *Materials Design*, 2018; 141:426–37.
19. Tan X, Wang B, Chen S, Zhu S, Sun Y., A novel cylindrical negative stiffness structure for shock isolation, *Composite Structures*, 2019; 214:397–405.

References (transliterated)

1. Haigui Fan, Lijuan Yang, Yuchen Tian & Zewu Wang, Design of metastructures with quasi-zero dynamic stiffness for vibration isolation, *Composite Structures*, Volume 243, 2020, 112244. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2020.112244>
2. Mohaddeseh Gholikord, Ehsan Etemadi, Mohammad Imani & Mahboubeh Hosseinabadi, Design and analysis of novel negative stiffness structures with significant energy absorption, *Thin-Walled Structures*, Volume 181, 2022, 110137. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2022.110137>
3. David A. Debeau, Carolyn C. Seepersad & Michael R. Haberman,

- Impact behavior of negative stiffness honeycomb materials, Mechanical Engineering Department, The University of Texas at Austin, Austin, Texas 78712, USA.
4. Srajan Dalela, P. S. Balaji, Moussa Leblouba, Suverna Trivedi & Abul Kalam, Nonlinear static and dynamic response of a metastucture exhibiting quasi-zero-stiffness characteristics for vibration control: an experimental validation, Scientific Reports, Volume 14, 19195, 2024. <https://doi.org/10.1038/s41598-024-70126-x>
 5. Bo Yan, Zhihao Wang, Hongye Ma, Huihuang Bao, Ke Wang, Chuanyu Wu, A novel lever-type vibration isolator with eddy current damping, Journal of Sound and Vibration, Volume 494, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115862>
 6. Ding, H. & Chen, L. Q., Nonlinear vibration of a slightly curved beam with quasi-zero-stiffness isolators, Nonlinear Dynamics, 95, 2367–2382. <https://doi.org/10.1007/s11071-018-4697-9> (2019).
 7. Huang, X., Liu, X. & Hua, H., On the characteristics of an ultra-low frequency nonlinear isolator using sliding beam as negative stiffness, Journal of Mechanical Science and Technology, 28, 813–822. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-1205-5> (2014).
 8. Fulcher, B. A., Shahan, D. W., Haberman, M. R., Seepersad, C. C. & Wilson, P. S., Analytical and experimental investigation of buckled beams as negative stiffness elements for passive vibration and shock isolation systems, Journal of Vibration and Acoustics, ASME, <https://doi.org/10.1115/1.4026888> (2014).
 9. Liu, C. & Yu, K., Accurate modeling and analysis of a typical nonlinear vibration isolator with quasi-zero stiffness, Nonlinear Dynamics, 100, 2141–2165. <https://doi.org/10.1007/s11071-020-05642-2> (2020).
 10. Kovacic, I., Brennan, M. J. & Waters, T. P., A study of a nonlinear vibration isolator with a quasi-zero stiffness characteristic, Journal of Sound and Vibration, 315, 700–711. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.12.019> (2008).
 11. Bouna, H. S., Nbandjo, B. R. N. & Wofo, P., Isolation performance of a quasi-zero stiffness isolator in vibration isolation of a multi-span continuous beam bridge under pier base vibrating excitation, Nonlinear Dynamics, 100, 1125–1141. <https://doi.org/10.1007/s11071-020-05580-z> (2020).
 12. Liu, C. & Yu, K., Design and experimental study of a quasi-zero-stiffness vibration isolator incorporating transverse groove springs, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 20, 67. <https://doi.org/10.1007/s43452-020-00069-3> (2020).
 13. Che K, Yuan C, Wu J, Jerry Qi H, Meaud J., Three-dimensional-printed multistable mechanical metamaterials with a deterministic deformation sequence, Journal of Applied Mechanics, 2017; 84(1).
 14. Izard AG, Alfonso RF, McKnight G, Valdevit L., Optimal design of a cellular material encompassing negative stiffness elements for unique combinations of stiffness and elastic hysteresis, Materials Design, 2017; 135:37–50.
 15. Ren C, Yang D, Qin H., Mechanical performance of multidirectional buckling-based negative stiffness metamaterials: an analytical and numerical study, Materials, 2018; 11(7):1078.
 16. Yang H, Ma L., Multi-stable mechanical metamaterials by elastic buckling instability, Journal of Materials Science, 2019; 54(4):3509–26.
 17. Tan X, Chen S, Zhu S, Wang B, Xu P, Yao K, et al., Reusable metamaterial via inelastic instability for energy absorption, International Journal of Mechanical Sciences, 2019; 155:509–17.
 18. Ha CS, Lakes RS, Plesha ME., Design, fabrication, and analysis of lattice exhibiting energy absorption via snap-through behavior, Materials Design, 2018; 141:426–37.
 19. Tan X, Wang B, Chen S, Zhu S, Sun Y., A novel cylindrical negative stiffness structure for shock isolation, Composite Structures, 2019; 214:397–405.

Надійшла (received) 07.12.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Ларін Олексій Олександрович (Larin Oleksiy) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», директор навчально наукового інституту комп'ютерного моделювання, прикладної фізики та математики; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-68-79; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5721-4400>; e-mail: oleksiy.larin@khpi.edu.ua

Потопальська Ксенія Євгєвна (Potopalska Ksenia) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри Математичного моделювання та інтелектуальних обчислень в інженерії; м. Харків, Україна; тел.: (063)4118083; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8184-4229>; e-mail: Kseniia.potopalska@khpi.edu.ua

Грінченко Євген Миколайович (Grinchenko Evgen) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет внутрішніх справ, провідний науковий співробітник науково-дослідної лабораторії з проблем інформаційних технологій та протидії злочинності у кіберпросторі; м. Харків, Україна; тел.: (050) 962-88-00; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3973-9078>; e-mail: lab-it@univd.edu.ua

Разумовська Надія Рінатівна (Rozumovska Nadiia) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри філософії та педагогіки професійної підготовки; м. Харків, Україна; тел.: (099)-248-7-911; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2804-290X>; e-mail: Razum.nadia@gmail.com

Васильченко Нікіта Андрійович (Vasylichenko Nikita) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», бакалавр з прикладної математики; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-68-79; e-mail: nikita.vasylichenko@infiz.khpi.edu.ua