e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

STIFFNESS OF RUBBER-METAL VIBRATION ISOLATORS FOR MACHINES: EFFECT OF RUBBER LAYER GEOMETRY AND LONG-TERM OPERATION

Ye. Kalhankov[1,2*], O. Tolstenko[1*], O. Chernii[1]

[1] *Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine*
[2] *M.S. Poliakov Institute of Geotechnical Mechanics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Dnipro, Ukraine*

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
vibration protection,
rubber-metal element,
stiffness,
bulk compression,
rubber aging

Article history:
Received 26.09.2026
Reviewed 04.10.2026
Approved 30.10.2026

[*]***Corresponding author:***
Zhenya_dnepr@ukr.net
itfavt@ukr.net

ABSTRACT

Rubber-metal elements have long been used in vibration protection systems of agricultural, transport and processing machines - rubber combines elastic compliance with high energy dissipation. But the efficiency of such an element depends on more than just the rubber grade. The geometry of the rubber layer and the change of its properties over years of operation are often overlooked at the design stage, even though both factors ultimately determine how well the system will damp vibration. This study set out to establish how the ratio of the rubber layer radius to its thickness R/hp, together with in-service rubber aging, affects the stiffness of a rubber-metal element and the natural frequency of a vibration-isolated system, and to check whether the resulting relations hold up for a real machine. The work is based on the authors' own experiments with cylindrical rubber-metal elements made of rubber grade 2959 (radius 100 mm, layer thickness 5-40 mm), together with published data on the stiffness of RMB101 and RMB102 blocks accumulated over years of industrial operation. It turned out that raising R/hp from 2.5 to 10 increases stiffness by a factor of 4.76, while doubling the ratio further, to 20, adds only up to 5.14 - the rubber layer shifts into a stress state close to bulk compression, and the benefit of further thinning is essentially exhausted. The natural frequency of the system rises 2.18-2.27 times over the base element. Separately, it is shown that rubber aging (a stiffness increase of 11-25 percent, depending on the loading mode) shifts the natural frequency by a further 5-12 percent - gradually eating into the resonance margin even when the element looks perfectly intact. This gave grounds to distinguish two limit states of a rubber-metal element - structural and functional - and to formulate a functional operability criterion linking admissible stiffness growth to the machine mass, excitation frequency and required resonance margin. Whether the approach actually works in practice was checked by selecting supports for a BCS-50 vibro-centrifugal grain separator: the required support stiffness was determined, and it was shown how rubber aging changes the transmissibility ratio.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2348

To cite this article:
Kalhankov, Ye., Tolstenko, O. & Chernii, O. (2026). Stiffness of rubber-metal vibration isolators for machines: Effect of rubber layer geometry and long-term operation. *Agricultural Machines*, *52*, 198–208. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2348

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.372:621.752.2:678.4

ЖОРСТКІСТЬ ГУМОМЕТАЛЕВИХ ВІБРОІЗОЛЯТОРІВ МАШИН: ВПЛИВ ГЕОМЕТРІЇ ГУМОВОГО ШАРУ ТА ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Є.В. Калганков[1,2*], О.В. Толстенко[1*], О.А. Черній[1]

[1] Дніпровський державний аграрно-економічний університет, Дніпро, Україна
[2] Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, Дніпро, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
віброзахист,
гумометалевий елемент,
жорсткість,
об'ємний стиск,
старіння гуми

Історія публікації:
Отримано 26.09.2026
Прорецензовано 04.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
Zhenya_dnepr@ukr.net
itfavt@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Гумометалеві елементи давно й широко застосовують у системах віброзахисту сільськогосподарських, транспортних і переробних машин - гума поєднує пружну деформативність із високою дисипацією енергії. Але ефективність такого елемента залежить не лише від марки гуми. Геометрія гумового шару та зміна його властивостей упродовж тривалої експлуатації часто випадають з поля зору під час проєктного розрахунку, хоча обидва чинники зрештою визначають, наскільки добре система гаситиме вібрацію. У цій роботі ми поставили за мету встановити, як відношення радіуса гумового шару до його товщини R/hp і старіння гуми в процесі роботи впливають на жорсткість елемента та власну частоту віброізольованої системи, а також перевірити, чи працюють отримані залежності на прикладі реальної машини. За основу взято результати власних експериментів з циліндричними гумометалевими елементами з гуми 2959 (радіус 100 мм, товщина шару 5-40 мм) та опубліковані дані про зміну жорсткості блоків типу РМБ101 і РМБ102 за багато років промислової експлуатації. Виявилося, що зі збільшенням R/hp від 2,5 до 10 жорсткість зростає у 4,76 раза, а подальше подвоєння відношення до 20 дає приріст лише до 5,14 раза - гумовий шар переходить у напружений стан, близький до об'ємного стиску, і ефект від подальшого потоншення практично вичерпується. Власна частота системи при цьому зростає у 2,18-2,27 раза відносно базового елемента. Окремо показано, що старіння гуми (приріст жорсткості на 11-25 % залежно від режиму) додатково зміщує власну частоту ще на 5-12 %, тобто поступово "з'їдає" запас віброізоляції від резонансу навіть тоді, коли елемент виглядає цілком справним. Це дало підстави розділити два граничні стани гумометалевого елемента - конструкційний і функціональний - і сформулювати функціональний критерій працездатності, який пов'язує допустиме зростання жорсткості з масою машини, частотою збурення та потрібним запасом від резонансу. Наскільки цей підхід придатний на практиці, перевірено на прикладі підбору опор для зернового вібровідцентрового сепаратора БЦС-50: визначено потрібну жорсткість опор і показано, як старіння гуми змінює коефіцієнт передавання вібрації.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2348

Цитувати цю статтю:
Калганков, Є. В., Толстенко, О. В. & Черній, О. А. (2026). Жорсткість гумометалевих віброізоляторів машин: вплив геометрії гумового шару та тривалої експлуатації. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 198–208. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2348

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Вібраційні навантаження супроводжують роботу практично всіх сільськогосподарських, транспортних і переробних машин. Джерел збурення багато: неврівноважені обертові маси робочих органів, двигуни внутрішнього згоряння, трансмісії, вентилятори, компресори, дробарки, грохоти, зерноочисні сепаратори, транспортери, ударні робочі органи. Показовий приклад - зернові вібровідцентрові сепаратори типу БЦС, у яких вертикальний барабан обертається зі швидкістю порядку 800 об/хв (*Агросепмаш, 2022*). Навіть невеликий залишковий дисбаланс такого барабана створює постійне динамічне навантаження на раму сепаратора й на перекриття, на якому його встановлено. А вібрація, як відомо, прискорює втомне пошкодження деталей, послаблює різьбові й зварні з'єднання, підвищує рівень шуму, передає динамічні зусилля на раму і фундамент. Один з найдоступніших способів обмежити цей вплив - поставити пружно-дисипативний елемент між джерелом коливань і опорною конструкцією.

Гумі тут практично немає альтернативи: вона витримує значні оборотні деформації, добре розсіює механічну енергію, і з неї можна сформувати деталь майже будь-якої конфігурації. Щоправда, властивості гуми істотно залежать від температури, частоти й амплітуди деформування, а також від того, скільки часу і як довго вона вже працює (*Kari, 2017a; Kari, 2017b; Chen et al., 2022*).

Варто зауважити, що жорсткість гумометалевого елемента визначається не лише модулем пружності самої гуми - вона залежить і від форми деталі, зокрема від того, наскільки обмежені поперечні деформації. У відносно високого елемента бічна поверхня під час стиску деформується практично вільно, і в розрахунку працює звичайний модуль Юнга гуми. А от зі зменшенням товщини шару, коли гума привулканізована до металевих пластин, поперечне переміщення обмежується, напружений стан наближається до всебічного стиску, і замість модуля Юнга в роботі елемента починає проявлятися значно більший за величиною модуль об'ємного стиску (*Дирда та ін., 2018; Bulat et al., 2018*). Подібні задачі виникають і в сейсмоізоляційних гумових опорах будівель і мостів, де геометрія, повзучість і старіння гуми так само істотно впливають на розрахункові параметри (*Gupta et al., 2023; Wu et al., 2022; Deng et al., 2022; Pellecchia et al., 2022; Losanno et al., 2022*). У розрахунках опор сільськогосподарських і транспортних машин цьому чиннику приділяють значно менше уваги - хоча фізична природа явища від масштабу конструкції не залежить.

Ще один чинник, про який на стадії проєктування зазвичай забувають, - це старіння гуми в процесі експлуатації. Тривала дія статичного й циклічного навантаження, підвищена температура, кисень повітря поступово перебудовують структуру еластомера, і наслідком, як правило, стає зростання жорсткості й зменшення дисипативної здатності (*Kari, 2017a; Kari, 2017b; Chen et al., 2022; Fu et al., 2022*). Гумометалевий елемент при цьому може виглядати цілком справним - без тріщин, без відшарування гуми від арматури, - але вже не забезпечувати того динамічного налаштування системи, яке закладалося під час проєктування. Накопичення таких пошкоджень тісно пов'язане з дисипацією енергії при циклічному деформуванні, тому сучасні енергетичні моделі втоми в'язкопружних матеріалів усе частіше розглядають саме дисиповану енергію як інформативний параметр для прогнозування ресурсу (*Abdelmoniem & Yagimli, 2021; Hohe et al., 2020; Movahedi-Rad et al., 2024; Abu-Qbeitah et al., 2023; Li et al., 2024*).

Обидва чинники – і геометрія гумового шару, і зміна властивостей гуми з часом - зрештою впливають на одне й те саме: власну частоту віброізольованої системи. Але в літературі їх майже завжди розглядають окремо одне від одного: одні роботи присвячені розрахунку жорсткості елементів заданої форми (*Дирда та ін., 2018; Bulat et al., 2018*), інші - деградації властивостей гуми в часі (*Kari, 2017a; Kari, 2017b; Chen et al., 2022; Chen et al., 2023; Liu et al., 2023; Lysytsia et al., 2025*). Через такий поділ складно оцінити працездатність реальної опори, яка водночас має і певну геометрію, і певний строк служби – а отже, потребує узгодженого розрахунку обох чинників одночасно.

Мета дослідження – встановити спільний вплив відношення радіуса гумового шару до його товщини R/hp та експлуатаційного старіння гуми на жорсткість гумометалевого елемента і власну частоту віброізольованої системи машини, а також сформулювати інженерний критерій оцінювання працездатності такого елемента.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Об'єктом дослідження були циліндричні гумометалеві елементи, у яких металева арматура (товщиною hм = 5 мм) приєднувалася до гумового масиву в процесі вулканізації. Елементи виготовлялися із середньонаповненої гуми типу 2959 на основі натурального каучуку. Радіус усіх елементів становив R = 100 мм, товщина окремого гумового шару hp дорівнювала 40, 20, 10 і 5 мм. Щоб забезпечити зіставну сумарну висоту гумового масиву, елементи випробовувалися у вигляді стопок відповідно з 1, 2, 4 і 8 шарів.

Випробування проводили на універсальному стенді FP100/1 з автоматичним записом кривої «навантаження - деформація». Перед основними випробуваннями кожну стопку піддавали тренуванню - трикратному деформуванню з подальшим розвантаженням; швидкість навантаження становила 0,2 мм/с. Статичну жорсткість C визначали на лінійній ділянці залежності P(Δ) за витримки під навантаженням не менш як 30 хв. Методика випробувань і первинні експериментальні дані наведені в роботі (*Дирда та ін., 2018*); у цій статті виконано їх повторну обробку з метою встановлення зв'язку між геометрією елемента та динамічними параметрами системи, яку він захищає.

Геометрію елемента характеризували безрозмірним параметром

$$\lambda = R / h_p \quad (1)$$

де R – радіус гумового шару, мм; hp - товщина окремого шару гуми, мм. Для порівняння результатів, отриманих для різних стопок, жорсткість подавали в нормованій формі

$$\bar{C}_\lambda = C_\lambda / C_{2,5} \quad (2)$$

де Cλ – жорсткість стопки за відповідного значення λ; C2,5 - жорсткість базового елемента при R/hp = 2,5 (hp = 40 мм, суцільний шар).

Динамічний вплив зміни жорсткості на віброізольовану систему оцінювали за класичними співвідношеннями теорії коливань одномасової системи. Для системи з приведеною масою m і еквівалентною вертикальною жорсткістю C власна кругова частота

$$\omega_0 = \sqrt{(C / m)} \quad (3)$$

Якщо маса машини в процесі експлуатації не змінюється, відносне зміщення власної частоти зручно виразити через відношення поточної та початкової жорсткості:

$$\omega_0(t) / \omega_0(0) = \sqrt{[C(t)/C(0)]} = \sqrt{k_a(t)} \quad (4)$$

де ka(t) - коефіцієнт зміни жорсткості гуми внаслідок старіння на момент часу t. Динамічний режим системи оцінювали через частотне відношення

$$r = \omega / \omega_0 \quad (5)$$

де ω - кругова частота вимушеного збурення. Зростання жорсткості підвищує ω0, і за незмінної частоти збурення це зменшує r, тобто наближає систему до резонансної області. Ефективність віброізоляції для зарезонансного режиму (r > √2) прийнято характеризувати коефіцієнтом передавання вібрації

$$T = 1 / (r^2 - 1) \quad (6)$$

На практиці віброізоляції стаціонарного технологічного обладнання зазвичай прагнуть забезпечити rmin у межах 2,5…3, що відповідає коефіцієнту передавання T ≈ 0,12…0,19.

Значення ka для реальних гумометалевих блоків типу РМБ101 і РМБ102 узято з опублікованих результатів багаторічних промислових досліджень і теоретичного прогнозування старіння гуми (*Lysytsia et al., 2025*). За розробленою в цій роботі моделлю умовно-рівноважного модуля зсуву прогнозована зміна жорсткості гумометалевих блоків через 50 років експлуатації за температури 25 °C не перевищує 11 %. За результатами тривалої промислової експлуатації блоків типу РМБ101 у складі віброконвеєрів КВ2Т (циклічний зсув з амплітудою деформації до 30 % за частоти 10,2 Гц) статична жорсткість зросла не більш як на 25 % після 55 років роботи. Для блоків типу РМБ102, які працювали у квазістатичному режимі стиску з відносною деформацією 10-12 %, жорсткість зросла на 20-24 % приблизно за 50 років. Ці три значення - 11, 24 і 25 % - характеризують різні режими навантаження елементів того самого конструктивного типу і надалі використані як межі можливого діапазону коефіцієнта ka.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Вплив геометрії гумового шару

Результати випробувань чотирьох типорозмірів елементів наведено в таблиці 1.

Залежності P(Δ) для всіх чотирьох стопок наведено на рис. 1. Зі зменшенням товщини окремого шару гуми (і відповідним збільшенням кількості шарів у стопці до незмінної сумарної товщини) крива навантаження - деформація стає значно крутішою: та сама сила деформує тонкошарову стопку в кілька разів менше, ніж стопку з товстого шару.

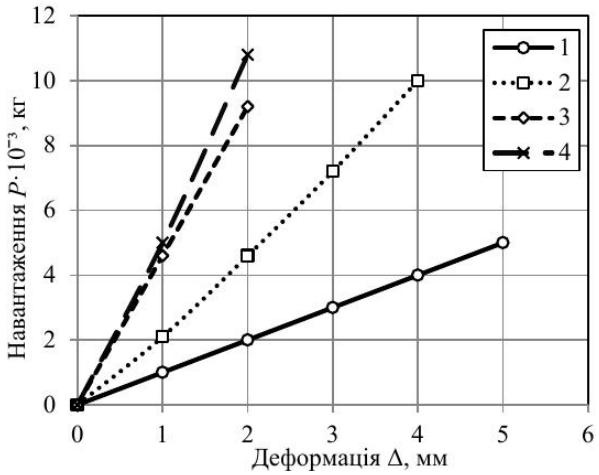

Рис. 1 - Залежність «навантаження - деформація» P(Δ) для стопок гумометалевих елементів: 1 - hp = 40 мм (R/hp = 2,5); 2 - hp = 20 мм (R/hp = 5); 3 - hp = 10 мм (R/hp = 10); 4 - hp = 5 мм (R/hp = 20)

Таблиця 1 - Результати випробувань гумометалевих елементів циліндричної форми

№	hp, мм	n	Δ, мм	P, кг	R/hp	C, кг/см	hм, мм
1	40	1	2	2100	2,5	1050	5
2	20	2	2	5000	5	2500	5
3	10	4	2	10000	10	5000	5
4	5	8	2	10800	20	5400	5

Примітка. hp - товщина гумового шару; n - кількість елементів у стопці; Δ - деформація стопки під навантаженням P; hм - товщина металевої арматури.

Нормовані значення жорсткості й відповідної власної частоти наведено в таблиці 2, обчисленій за формулами (2) і (3) відносно базового елемента з R/hp = 2,5.

Таблиця 2 - Нормована жорсткість і власна частота залежно від R/hp

hp, мм	**R/hp**	**$\bar{C}\lambda$**	**$\omega\bar{0} = \sqrt{\bar{C}\lambda}$**
40	2,5	1,00	1,00
20	5,0	2,38	1,54
10	10,0	4,76	2,18
5	20,0	5,14	2,27

Як видно з таблиці 2, при збільшенні R/hp від 2,5 до 5 жорсткість підвищується у 2,38 раза. При R/hp = 10 вона вже перевищує базове значення у 4,76 раза. Проте подальше збільшення відношення до 20 змінює нормовану жорсткість лише від 4,76 до 5,14, тобто приріст майже вичерпується. Характер залежності R/hp - C, побудований за первинними даними (*Дирда та ін., 2018*), показано на рис. 2: до R/hp ≈ 10 жорсткість зростає плавно, а після цього крива виходить на майже горизонтальну ділянку.

Такий характер кривої узгоджується з відомим положенням про перехід тонкошарового гумового елемента до об'ємного стиску: зі зменшенням hp поперечна деформація гуми дедалі сильніше обмежується металевими пластинами, напружений стан наближається до всебічного стиску, і в роботі елемента замість модуля Юнга E починає проявлятися модуль об'ємного стиску K, який на порядок і більше перевищує E (*Дирда та ін., 2018*). Практично це означає, що для елементів з R/hp > 10 подальше потоншення гумового шару малоефективне як спосіб підвищення жорсткості: виграш стає незначним,

тоді як чутливість конструкції до похибок товщини шару, умов вулканізації та локальних дефектів, навпаки, зростає.

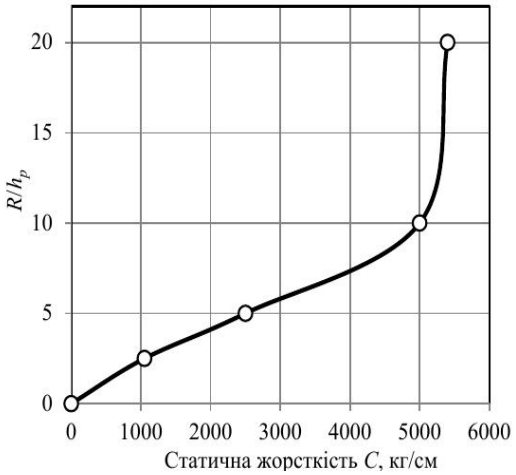

Рис. 2 - Залежність статичної жорсткості С від відношення R/hp

З погляду динаміки машини важливо, що власна частота зростає повільніше за жорсткість, оскільки залежить від кореня квадратного з С. Перехід від R/hp = 2,5 до R/hp = 10 підвищує власну частоту у 2,18 раза, а до R/hp = 20 - у 2,27 раза. Тобто навіть у зоні, де приріст жорсткості вже практично вичерпаний, власна частота продовжує, хоча й повільно, зростати, і за наближення R/hp до 15-20 запас від резонансної області варто перевіряти окремо, а не орієнтуватися лише на форму кривої С(R/hp).

Вплив старіння гуми на жорсткість і власну частоту

Узагальнені опубліковані дані про зростання жорсткості гумометалевих блоків у процесі експлуатації наведено в таблиці 3.

Таблиця 3 - Опубліковані дані про зростання жорсткості гумометалевих блоків РМБ101/РМБ102 у процесі експлуатації

Умови	Тривалість	Приріст жорсткості ka, %
Теоретичний прогноз за рівнянням G∞(t), 25 °C	50 років	≤ 11
Квазістатичний стиск РМБ102, відносна деформація 10-12 %	≈ 50 років	20-24
Циклічний зсув РМБ101 у конвеєрі КВ2Т, амплітуда до 30 %, 10,2 Гц	55 років	≤ 25

Зростання жорсткості гумометалевих блоків з часом добре описується експоненційною залежністю умовно-рівноважного модуля зсуву G∞(t), прогнозна крива якої (за даними *Lysytsia et al., 2025*) наведена на рис. 3. Крива має характерний вигляд: найбільш інтенсивна зміна відбувається протягом перших 15-20 років експлуатації, після чого темп приросту жорсткості поступово сповільнюється. Це узгоджується із загальними уявленнями про структурне старіння еластомерів, коли основна перебудова молекулярної сітки відбувається на ранній стадії, а далі процес наближається до асимптотичного рівня.

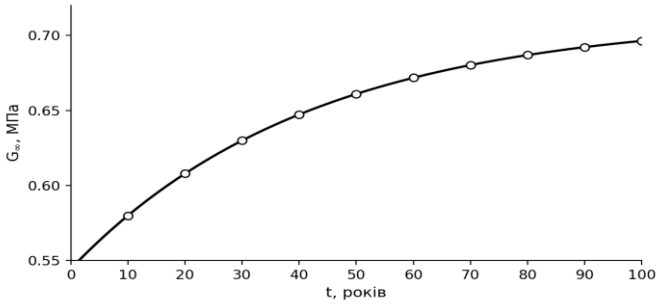

Рис. 3 - Прогнозна крива зміни умовно-рівноважного модуля зсуву G∞ гумометалевих блоків з часом

Для розрахунку зміщення власної частоти скористаємося формулою (4). При ka = 1,11 (теоретичний прогноз, 50 років, 25 °C)

$$\omega_0(t)/\omega_0(0) = \sqrt{1,11} = 1,054$$

тобто власна частота зростає приблизно на 5,4 %. При ka = 1,25 (жорсткий режим циклічного зсуву блоків РМБ101 після 55 років роботи)

$$\omega_0(t)/\omega_0(0) = \sqrt{1,25} = 1,118$$

тобто зростання власної частоти сягає 11,8 %. Проміжне значення ka = 1,20…1,24 (квазістатичний стиск блоків РМБ102) дає зміщення частоти на 9,5-11,4 %. Отже, реальний діапазон зміщення власної частоти внаслідок старіння гуми становить приблизно 5-12 % залежно від режиму навантаження елемента і тривалості його роботи. Величина відносно невелика порівняно з ефектом геометрії (у 2-2,3 раза), проте вона накладається на вже сформоване геометрією динамічне налаштування системи і продовжує розвиватися впродовж усього терміну служби машини, тоді як геометричний ефект фіксується один раз, під час проєктування.

Спільний вплив геометрії та старіння

У таблиці 4 і на рис. 4 наведено розрахункову нормовану власну частоту для чотирьох досліджених типорозмірів елементів до і після старіння, для двох граничних значень ka.

Таблиця 4 - Розрахункова нормована власна частота з урахуванням геометрії та старіння

R/hp	ω̄0 до старіння	ω̄0, ka = 1,11	ω̄0, ka = 1,25
2,5	1,00	1,05	1,12
5,0	1,54	1,63	1,73
10,0	2,18	2,30	2,44
20,0	2,27	2,39	2,54

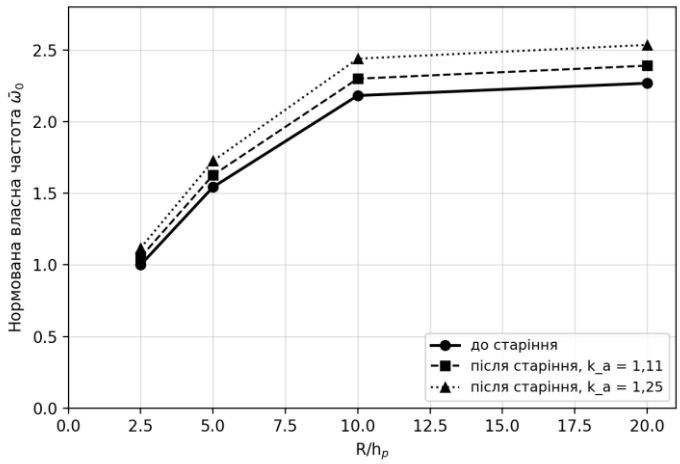

Рис. 4 - Розрахункова нормована власна частота системи залежно від R/hp до і після старіння гуми (ka = 1,11 і ka = 1,25)

Дані таблиці 4 показують, що геометрія формує базовий рівень динамічного налаштування системи, а старіння поступово - і практично незалежно від геометрії у відносному вимірі - зміщує вже сформований рівень. Наприклад, для елемента з R/hp = 10 власна частота зростає з 2,18 до 2,30-2,44 залежно від режиму старіння, тобто додатковий відносний приріст становить ті самі 5-12 %, що й для базового елемента з R/hp = 2,5. Це підтверджує коректність застосування формули (4) незалежно від конкретного значення λ, принаймні в межах дослідженого діапазону R/hp = 2,5…20.

Отриманий результат має практичне значення для розрахунку опор сільськогосподарських машин, оскільки їх джерела збурення (двигуни, трансмісії, вентилятори, робочі органи) здебільшого працюють у відносно вузькому й стабільному частотному діапазоні. Якщо під час проєктування власну частоту системи розташовують близько до нижньої межі робочого частотного діапазону з невеликим запасом, то сумарне зростання власної частоти внаслідок старіння гуми на 8-12 % здатне звести цей запас майже нанівець і перевести систему з режиму віброізоляції у зону підвищеної передачі вібрації.

Критерій оцінювання працездатності

Отримані результати дозволяють розрізняти два граничні стани гумометалевого елемента. Перший - конструкційний, пов'язаний з утратою несучої здатності: поява тріщин, відшарування гуми від арматури, недопустима залишкова деформація. Другий – функціональний, коли елемент лишається цілим, але його жорсткість, а отже й власна частота системи, виходить за межі, у яких забезпечується проєктний рівень зниження вібрації.

Функціональну умову зручно записати через мінімально допустиме частотне відношення:

$$r(t) \geq r_{\min} \tag{7}$$

де rmin визначають за допустимим коефіцієнтом передавання вібрації (6) та робочим частотним спектром конкретної машини. Із співвідношень (3), (5) і (7) випливає гранично допустима жорсткість елемента:

$$C(t) \leq m\,(\omega / r_{\min})^2 \tag{8}$$

Рівняння (8) показує, що допустиме зростання жорсткості не може задаватися однаковим відсотком для всіх типів опор: воно залежить від маси об'єкта, частоти вимушеного збурення та початкового запасу від резонансу конкретної машини. Тому поширену практику заміни елемента після формального зростання жорсткості на 20-25 % доцільно доповнювати перевіркою за рівнянням (8) для конкретного вузла машини.

На практиці функціональний критерій може реалізовуватися через періодичний контроль осідання опори під контрольним навантаженням або вимірювання власної частоти вузла після короткочасного удару чи вимкнення приводу з порівнянням отриманого значення з паспортним. Якщо зростання жорсткості супроводжується наближенням власної частоти системи до робочого діапазону збурення, елемент доцільно замінювати до появи видимих ознак руйнування, тобто раніше, ніж це випливало б з конструкційного критерію.

Приклад розрахунку: підбір гумометалевих опор для зернового сепаратора БЦС-50

Щоб показати, як отримані залежності застосовуються в конкретному інженерному розрахунку, розглянемо віброізоляцію зернового вібровідцентрового сепаратора типу БЦС-50 - машини, широко використовуваної на елеваторах і зерноочисних комплексах для попереднього та первинного очищення зерна від домішок. Маса сепаратора m = 2550 кг, сумарна встановлена потужність електропривода - 12,1 кВт (*Слобожанський Лан, б.д.*). Робочий барабан сепаратора обертається зі швидкістю n = 800 об/хв (Агросепмаш, 2022), що визначає частоту вимушеного збурення від залишкового дисбалансу обертових мас:

$$f = n / 60 = 13{,}3\ Гц;\quad \omega = 2\pi f = 83{,}8\ рад/с$$

Приймемо для опор сепаратора rmin = 3 (див. підрозділ «Матеріали і методи»). За формулою (8) гранично допустима сумарна вертикальна жорсткість опорної системи сепаратора

$$C \leq m(\omega/r_{\min})^2 = 2550\cdot(83{,}8/3)^2 \approx 1{,}99\cdot 10^6\ Н/м$$

тобто приблизно 1989 кН/м. За встановлення сепаратора на чотири опорні точки на кожну з них має припадати не більш як

$$C_i \leq 1989 / 4 \approx 497\ кН/м \approx 507\ кгс/см$$

З досліджених у цій роботі елементів (табл. 1) найменшу жорсткість (1050 кгс/см) має базовий елемент з R/hp = 2,5 (hp = 40 мм), проте навіть він приблизно вдвічі жорсткіший за розрахункову

потребу. У такому разі раціональніше не шукати інший типорозмір, а з'єднати в кожній опорі послідовно (по висоті) два базових елементи: жорсткість такого дволанкового стовпчика

$$C_{ряд} = C_1/2 = 1050/2 = 525 \text{ кгс/см}$$

практично збігається з розрахунковою потребою (507 кгс/см). Сумарна жорсткість чотириопорної системи в такому разі Сзаг = 4·525 = 2100 кгс/см ≈ $2{,}06\cdot10^6$ Н/м, звідки ω0 ≈ 28,4 рад/с, а фактичне частотне відношення r ≈ 2,95, тобто практично відповідає прийнятому rmin = 3, а коефіцієнт передавання вібрації за формулою (6) становить T ≈ 0,13.

Якщо в процесі експлуатації жорсткість гуми зросте на прогнозовані для жорстких режимів 25 % (верхня межа діапазону з таблиці 3), частотне відношення зменшиться до r ≈ 2,64, а коефіцієнт передавання вібрації зросте з 0,13 до 0,17, тобто приблизно на третину. Резонансного режиму ($r < \sqrt{2}$) система не досягає навіть за таким сценарієм, проте ефективність віброізоляції помітно знижується. Це наочно показує практичну цінність запасу, закладеного під час проєктування: вибір опори «впритул» до розрахункового rmin без урахування майбутнього старіння гуми залишає значно менший реальний резерв, ніж здається на етапі проєктування нової машини. Результати розрахунку зведено в таблиці 5.

Таблиця 5 - Приклад розрахунку опор сепаратора БЦС-50 (m = 2550 кг, f = 13,3 Гц, rmin = 3)

Параметр	До старіння	Після старіння, ka = 1,25
Жорсткість опори, кгс/см	525 (4×)	656 (4×)
Сумарна жорсткість Сзаг, Н/м	$2{,}06\cdot10^6$	$2{,}57\cdot10^6$
ω0, рад/с	28,4	31,8
Частотне відношення r	2,95	2,64
Коефіцієнт передавання T	0,13	0,17

ВИСНОВКИ

1. Показано, що жорсткість гумометалевого елемента і його довговічність доцільно розглядати не окремо, а в межах єдиного розрахунку: геометрія гумового шару формує початкову власну частоту віброізольованої системи, а старіння гуми поступово зміщує це початкове налаштування впродовж усього терміну експлуатації.

2. За результатами обробки експериментальних даних для циліндричних гумометалевих елементів (R = 100 мм, hp = 5…40 мм) встановлено, що при збільшенні R/hp від 2,5 до 10 жорсткість елемента зростає у 4,76 раза, а власна частота відповідної системи - у 2,18 раза. Подальше збільшення R/hp до 20 підвищує жорсткість лише до 5,14 раза початкового значення, що свідчить про перехід елемента до режиму, близького до об'ємного стиску гуми, і вичерпання ефекту потоншення шару.

3. За опублікованими даними промислової експлуатації гумометалевих блоків РМБ101 і РМБ102 та теоретичного прогнозу зростання умовно-рівноважного модуля зсуву встановлено, що старіння гуми підвищує жорсткість елемента на 11-25 % залежно від режиму навантаження і тривалості роботи, що відповідає зміщенню власної частоти системи на 5-12 %.

4. Показано, що відносне зміщення власної частоти внаслідок старіння практично не залежить від значення R/hp у дослідженому діапазоні, тобто ефекти геометрії і старіння діють у розрахунку незалежно один від одного і можуть враховуватися послідовно.

5. Запропоновано розрізняти конструкційний і функціональний граничні стани гумометалевого елемента. Функціональний критерій працездатності, отриманий з умови мінімально допустимого частотного відношення, пов'язує граничну жорсткість елемента з масою машини, частотою вимушеного збурення та необхідним запасом від резонансної області, тому універсальний відсоток допустимого зростання жорсткості (наприклад, 20-25 %) без такої перевірки недостатньо обґрунтований для конкретного вузла машини.

6. На прикладі зернового вібровідцентрового сепаратора БЦС-50 (маса 2550 кг, частота збурення від барабана 13,3 Гц) показано практичне застосування критерію (8): для чотириопорної системи з rmin = 3 потрібна жорсткість опори (≈507 кгс/см) практично збігається з жорсткістю послідовного з'єднання двох базових досліджених елементів (525 кгс/см), а прогнозоване старіння гуми на 25 % знижує частотне відношення з 2,95 до 2,64 і підвищує коефіцієнт передавання вібрації приблизно на третину, не переводячи систему в резонанс.

7. Результати доцільно використовувати під час проєктування опор сільськогосподарських і транспортних машин (зерноочисних сепараторів, дробарок, грохотів, вентиляційного і транспортного обладнання), а також під час планування їх технічного обслуговування - для періодичного контролю жорсткості гумометалевих елементів і завчасного виявлення втрати ефективності віброзахисту до появи видимих ознак руйнування.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Abdelmoniem, M., & Yagimli, B. (2021). Numerical studies on the heat dissipation process in elastomers under rotating loading direction. Journal of Rubber Research, 24(5), 797-805. https://doi.org/10.1007/s42464-021-00136-1

Abu-Qbeitah, S., Jabareen, M., & Volokh, K. Y. (2023). Modeling cracks in viscoelastic materials at finite strains. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 124(19), 4148-4167. https://doi.org/10.1002/nme.7398

BehkamRad, K., & Azizi, M. (2021). Experimental and analytical investigations of a novel energy dissipation device for seismic protection of engineering structures. Structures, 34, 1201-1211. https://doi.org/10.1016/j.istruc.2021.08.063

Bulat, A. F., Dyrda, V. I., Lysytsya, M. I., & Grebenyuk, S. M. (2018). Numerical simulation of the stress-strain state of thin-layer rubber-metal vibration absorber elements under nonlinear deformation. Strength of Materials, 50(3), 387-395. https://doi.org/10.1007/s11223-018-9982-9

Chen, J., Li, X., Chen, C., Yang, C., & Gao, X. (2022). Influence mechanism of rubber thermal oxygen aging on dynamic stiffness and loss factor of rubber isolation pad. International Journal of Polymer Science, 2022, 8673245. https://doi.org/10.1155/2022/8673245

Chen, P., Wang, B., Zhang, Z., Li, T., & Dai, K. (2023). A generalized model of lead rubber bearing considering large strain stiffening and degradation. Engineering Structures, 275, 115264. https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2022.115264

Deng, J., Hu, F., Ozbulut, O. E., & Cao, S. (2022). Verification of multi-level SMA/lead rubber bearing isolation system for seismic protection of bridges. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 161, 107380. https://doi.org/10.1016/j.soildyn.2022.107380

Fu, J., Liu, Y., Su, J., Chen, B., & Chen, Z. (2022). Rubber creep model and its influence on mounting stiffness. Applied Sciences, 12(24), 12764. https://doi.org/10.3390/app122412764

Gupta, A., Sharma, R., Thakur, A., & Gulia, P. (2023). Metamaterial foundation for seismic wave attenuation for low and wide frequency band. Scientific Reports, 13, 2293. https://doi.org/10.1038/s41598-023-27678-1

Hohe, J., Gall, M., Fliegener, S., & Hamid, Z. M. A. (2020). A continuum damage mechanics model for fatigue and degradation of fiber reinforced materials. Journal of Composite Materials, 54(21), 2837-2852. https://doi.org/10.1177/0021998320904142

Kari, L. (2017a). Dynamic stiffness of chemically and physically ageing rubber vibration isolators in the audible frequency range: Part 1 - constitutive equations. Continuum Mechanics and Thermodynamics, 29, 1027-1046. https://doi.org/10.1007/s00161-017-0569-7

Kari, L. (2017b). Dynamic stiffness of chemically and physically ageing rubber vibration isolators in the audible frequency range: Part 2 - waveguide solution. Continuum Mechanics and Thermodynamics, 29, 1047-1059. https://doi.org/10.1007/s00161-017-0573-y

Li, P., Gu, B., Wang, F., Zhang, J., Li, X., Han, D., Liu, L., & Li, F. (2024). Self-heating and fatigue crack growth behavior of reinforced NR/BR nanocomposites with different blending ratio. International Journal of Fatigue, 183, 108238. https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2024.108238

Liu, X.-A., Zhang, J., Jia, X., Xiao, S., Chen, D., & Shangguan, W.-B. (2023). Modeling and analysis of dynamic characteristics of rubber isolators for electric vehicles under high-frequency excitation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 237(12), 2989-3001. https://doi.org/10.1177/09544070221114683

Losanno, D., Calabrese, A., Madera-Sierra, I. E., Spizzuoco, M., Marulanda, J., Thomson, P., & Serino, G. (2022). Recycled versus natural-rubber fiber-reinforced bearings for base isolation: review of the experimental findings. Journal of Earthquake Engineering, 26(4), 1921-1940. https://doi.org/10.1080/13632469.2020.1748764

Lysytsia, M., Lapin, V., Marienkov, M., Ahaltsov, H., Novikova, A., Kalhankov, Y., & Lysytsia, N. (2025). New rubber in seismic and vibration systems for insulating building structures against natural and technogeneous dynamic impact. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 1491, 012025. https://doi.org/10.1088/1755-1315/1491/1/012025

Movahedi-Rad, A. V., Liu, L., & Keller, T. (2024). A novel fatigue life prediction methodology based on energy dissipation in viscoelastic materials, synergistic effects of stress level, stress ratio, and temperature. International Journal of Fatigue, 184, 108296. https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2024.108296

Pellecchia, D., Lo Feudo, S., Vaiana, N., Dion, J.-L., & Rosati, L. (2022). A procedure to model and design elastomeric-based isolation systems for the seismic protection of rocking art objects. Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering, 37(10), 1298-1315. https://doi.org/10.1111/mice.12775

Wu, D., Lin, J., & Xiong, Y. (2022). Analysis of seismic isolation performance of X-shaped rubber bearings (XRBs). Buildings, 12(8), 1102. https://doi.org/10.3390/buildings12081102

Агросепмаш. (2022). Порівняння сучасних сепараторів зерна РБС із БЦС та ОВС [Comparison of modern grain separators RBS with BCS and OVS]. https://agrosepmash.ua/uk/porivnyannya-suchasnix-separatoriv-zerna-rbs-iz-bcs-ta-ovs/

Дирда, В. І., Калганков, Є. В., Цаніді, І. М., Черній, О. А., Толстенко, О. В., Деркач, О. Д., & Кабат, О. С. (2018). Особливості розрахунків гумометалевих елементів з урахуванням ефекту об'ємного стиску [Specificity of rubber-metal elements calculation with taking into account effect of bulk compression]. Геотехнічна механіка, 138, 160-168.

Слобожанський Лан. (б.д.). Зерноочисний сепаратор БЦС-50: технічні характеристики [Grain-cleaning separator BCS-50: technical specifications]. Здобуто 15 вересня 2026 р. з https://sllan.com.ua/ua/tehnika-v-sbore/zernoochistitelnyj-separator-btss-50