

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА »
Кафедра Підйомно-транспортного та робототехнічного обладнання"

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРАКТИЧНОГО ЗАНЯТТЯ

«Віброізоляція механізмів»

з дисципліни

«Методи зменшення динамічних навантажень машин»

Другий (магістерський) рівень вищої освіти

Галузь знань G Інженерія, виробництво та будівництво

Спеціальність G9 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма Мехатроніка та промислові роботи

ОДЕСА 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА »
Кафедра Підйомно-транспортного та робототехнічного обладнання"

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРАКТИЧНОГО ЗАНЯТТЯ

«Віброізоляція механізмів»

з дисципліни

«Методи зменшення динамічних навантажень машин»

Другий (магістерський) рівень вищої освіти

Галузь знань G Інженерія, виробництво та будівництво

Спеціальність G9 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма Мехатроніка та промислові роботи

Затверджено
на засіданні кафедри
підйомно- транспортного і
робототехнічного обладнання
Протокол № 2 від 19.09.2025р.

ОДЕСА 2025

Методичні вказівки до практичного заняття «Віброізоляція механізмів» з дисципліни «Методи зменшення динамічних навантажень машин» для студентів другого (магістерського) рівня вищої освіти, спеціальності G9- Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Мехатроніка та промислові роботи / Укл.: д.т.н., проф. Т.В. Чумаченко, - Одеса: ОП, 2025. - 20 с.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	
.....4	
Мета та завдання практичного заняття	
 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВІБРОІЗОЛЯЦІЮ	
1.1. Призначення та принцип дії	
віброізоляції.....4	
 2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ	
2.1. Визначення амплітуди	
коливань.....5	
2.2. Коефіцієнт передачі та власна частота	
коливань.....6	
2.3. Розрахунок пружності	
віброізоляторів.....7	
2.4. Згасання коливань і коефіцієнт внутрішніх	
втрат.....7	
2.5. Визначення сили, що передається через	
віброізолятори.....8	
 3. ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ВІБРОІЗОЛЯТОРІВ	
3.1. Загальні	
положення.....	
...11	
3.2. Пружинні	
амортизатори.....11	
3.2.1. Вихідні дані для	
розрахунку.....11	
3.2.2. Послідовність розрахунку пружинного амортизатора.....12	
3.3. Гумові амортизатори. Послідовність розрахунку.	
.....14	
3.4. Порівняння ефективності гумових і пружинних амортизаторів.....16	

4. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ МАШИНИ

4.1. Початкові

дані.....
...17

4.2. Розрахунок для гумових

амортизаторів.....17

4.3. Розрахунок для пружинних

амортизаторів.....18

4.4. Порівняння

результатів.....18

5. ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ ДЛЯ САМОСТІЙНОГО ВИКОНАННЯ.....19

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....20

ВСТУП

Віброізоляція механізмів є важливою складовою підвищення надійності та довговічності машин і обладнання. Під час роботи механізмів виникають коливання, які передаються на несучу конструкцію і можуть призводити до зменшення точності, підвищеного зносу деталей та шуму. Практична робота спрямована на ознайомлення студентів із принципами зменшення цих коливань за допомогою амортизуючих пристроїв, розрахунок їх параметрів та оцінку ефективності застосування.

Мета роботи - ознайомитися з принципом дії систем віброізоляції, навчитися виконувати розрахунки власної частоти коливань, визначати жорсткість віброізоляторів та оцінювати ефективність зниження вібрацій у машинах.

Завдання:

1. Вивчити теоретичні основи віброізоляції механізмів.
2. Розрахувати параметри коливальної системи для заданої машини.
3. Визначити кількість та розміри гумових прокладок (амортизаторів).
4. Розрахувати власну частоту коливань системи.

5. Перевірити умови ефективної віброізоляції.
6. Порівняти роботу гумових і пружинних віброізоляторів.
7. Зробити висновки щодо доцільності застосування обраного типу амортизаторів.

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВІБРОІЗОЛЯЦІЮ

1.1. Призначення та принцип дії віброізоляції

Метою віброізоляції механізмів є створення таких умов на шляху розповсюдження коливань, які б збільшували неповернені втрати енергії і тим самим зменшували коливальну енергію, що передається від джерела коливань.

Під час проєктування систем віброізоляції необхідно прагнути до того, щоб амплітуда коливань була якомога меншою.[1]

Машину, яку встановлено на амортизуючі пристрої, у загальному випадку можна розглядати як коливальну систему з шістьма ступенями волі, а машини, у яких гармонічна збурююча сила має вертикальний напрям і прикладається в точці, що знаходиться на одній вертикалі з центром ваги, можна розглядати як системи з однією ступінню волі. До таких машин належать, наприклад, вертикальні одноциліндрові компресори, вібростенди з вертикально направленим віброзбудником і таке інше.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ

Методика розрахунку віброізоляції машини з однією ступінню волі враховує:

- початкові дані машини (вага машини разом з фундаментом (Q в Ньютонах), число обертів у секунду (ν в Гц), амплітуду збурюючої сили, що передається через віброізолятори на несучу конструкцію (F в Ньютонах); припустима величина амплітуди коливального переміщення ξ_z машини, яка віброізолюється.

2.2. Визначення амплітуди коливань

Подальший розрахунок віброізоляції машини, який здійснюється в такій послідовності:

наближене визначення амплітуди переміщення ξ_{az} вимушених коливань машини.

Спочатку покладається, що машина являє собою систему, мов би підвішену в просторі на нитках, які мають жорсткість; тоді амплітуда зсуву (ξ_{az}) машини дорівнюватиме

$$\xi_{az} = \frac{P_z}{c_z - mp^2} \approx -\frac{P_z}{mp^2}, \quad (1)$$

де c_z — пружність віброізоляторів у вертикальному напрямі;

m — маса машини;

p — кругова частота збурюючої сили.

Розглянуте наближення із врахуванням тільки інерційної складової при визначенні ξ_{az} має на увазі нульову пружність віброізоляторів.

Якщо одержана величина амплітуди зсуву вздовж вертикальної осі більша заданої, тобто $\xi_{az} > [\xi_z]$, то слід збільшити вагу машини, поставивши її на металеву або залізобетонну основу. Необхідну в цьому випадку вагу коливальної системи визначають за формулою [2].

$$Q = \frac{P_z \cdot g}{\xi_{az} [\omega_0^2]} \quad (2)$$

де g — прискорення вільного падіння.

Збільшення ваги за рахунок приєднання додаткової плити до основи сприятиме збільшенню інерційного опору системи, зменшенню амплітуди її коливань при тій самій частоті. Одночасно з цим важка плита, що жорстко з'єднана з машиною, наблизить геометричний центр ваги до площини несучої конструкції, створюючи більш стійку рівновагу, що також сприятиме зменшенню амплітуди вимушених коливань. Але надмірне збільшення ваги механізму призведе до зміни жорсткості прокладок, що, порушуючи їх пружні властивості, призведе до передчасного їх руйнування. Тому при збільшенні ваги машини необхідно слідкувати за тим, щоб напруження в прокладках не перевищувала припустиму.

2.3. Коефіцієнт передачі та власна частота коливань

Визначення коефіцієнту передачі і власної частоти коливань машини ν_z та пружності віброізоляторів c_z .

Коефіцієнтом передачі називається відношення сили F_o , яка передається через віброізолятори на несучу конструкцію, до сили P_z , що виникає при роботі віброізольованої машини, тобто

$$\mu = \frac{F_o}{P_z} \quad (3)$$

Цей коефіцієнт пов'язаний з частотою власних коливань ν_{oz} віброізольованої машини і частотою збуджуючої сили ν_B співвідношенням

$$\mu = \frac{1}{\left(\frac{\nu_B}{\nu_{oz}}\right)^2} = \frac{1}{\psi_z^2 - 1}, \quad (4)$$

де $\psi_z = \frac{\nu_B}{\nu_{oz}}.$

Якщо відома допустима величина збуджуючої сили P_z , то коефіцієнт ψ_z повинен бути більше $\psi_{z \min}$ (тобто $\psi_z \geq \psi_{z \min}$), значення якого визначають з виразу

$$\psi_{z \min} = \sqrt{\frac{1}{\mu} + 1} = \sqrt{\frac{P_z + |F_o|}{|F_o|}} = \sqrt{\frac{P_z}{|F_o|}} + 1 \quad (5)$$

Для машин з вертикальною періодичною силою, яка прикладається до центру тяжіння, як правило, рекомендують такі значення ψ_z :

$$\psi_z \geq 3, \text{ тобто } \mu \leq 1/8$$

Звідси, задаючись величиною ψ_z , що забезпечує мале коефіцієнту μ , визначають частоту ν_{oz} власних коливань машини, яку встановлено на амортизаторах,

$$v_{oz} = v_B / \psi_z \quad (6)$$

2.4. Розрахунок пружності віброізоляторів

Пружність амортизаторів

$$C_z = (2\pi v_{oz})^2 m,$$

де m – маса механізму, який треба віброізолювати (з врахуванням фундаменту).

Під дією ваги машини, встановленої на фундаменті, амортизатори зазнають статичної осадки z_{cm} . Ця осадка пов'язана з власною частотою вільних коливань системи наступною залежністю:

$$z_{cm} = 25 / v_{oz}^2 \text{ (см)}$$

При цьому

$$v_{oz} = \frac{5}{\sqrt{z_{cm}}} = 5 \sqrt{\frac{ES}{hQ}}, \quad (7)$$

де E – модуль Юнга матеріалу амортизатора (Мпа);

S – площа прокладки (см²);

h – розрахункова висота амортизатора (см).

Формула (7) є основою при розрахунках пружних амортизаторів.

Величина z_{cm} характеризує жорсткість амортизатора, тобто зміну його висоти під впливом навантаження і визначається за формулою [3].

$$z_{cm} = \frac{hG}{E} = \frac{Q}{c_z}$$

де $G=Q/S$ – напруження в амортизаторі (в МПа), а z_{cm} – в см.

2.5. Згасання коливань і коефіцієнт внутрішніх втрат

Оскільки власна частота коливань системи є меншою ніж збуджуюча, то при переході через резонансну частоту V_{oz} (під час запуску та зупинки машини) амплітуда вимушених коливань v_z залежить як від згасання енергії в амортизаторах так і від швидкості зростання та зменшення частоти змушуючої сили. Внаслідок того, що при зупинці машини кутова швидкість обертання зменшується з часом, то можна визначити на якій ділянці звукового діапазону розташована власна частота коливань агрегату, що ізолюється.

Якщо власна частота коливань розташована у низькочастотній зоні, то тривалість часу резонансного співпадання збуджуючої і власної частот буде більш, ніж в тому випадку, коли власна частота коливань системи відносно висока. Слід пам'ятати, що при зупинці машини енергія збуджуючої сили невелика, особливо в зоні низьких частот, тому необхідно передбачати й збільшувати дисипативний параметр системи, тобто внутрішнє згасання.

Згасання коливань у віброізоляторах обумовлене наявністю незворотніх втрат коливальної енергії, які характеризуються коефіцієнтом η внутрішніх втрат:

$$\eta = pr/c$$

або

$$\eta = v/\pi$$

де v - логарифмічний декремент коливань, який є мірою швидкості згасання коливального процесу, що відбувається за рахунок внутрішніх незворотних втрат енергії, і визначається за формулою:

$$v = \ln \frac{\zeta_i}{\zeta_{i+1}}.$$

Оскільки під час пуску резонансні явища не встигають проявитись, то для максимального переміщення ζ_{zmax} існує така залежність

$$\zeta_{zmax} \leq \frac{P_z}{\eta v_z} = \frac{z_{cm}}{\eta} \quad (8)$$

З метою зменшення амплітуд переміщень у перехідних режимах роботи машини збільшують ступінь згасання коливань у віброізоляторах.

2.6. Визначення сили, що передається через віброізолятори

Сумарна сила F_0 , що передається через ці амортизатори, визначається за формулою[4,5]:

$$F_0 = C_z \xi_{az} \quad (9)$$

де c_z — загальна жорсткість усіх амортизаторів у вертикальному напрямку.

3. ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ВІБРОІЗОЛЯТОРІВ

3.1. Загальні положення

Примітка. Якщо амортизатори (пружини) з'єднані паралельно (Рис 1 а), то їхня еквівалентна жорсткість дорівнює сумі жорсткості окремих елементів.

$$c_{z(\text{екв})} = c_1 + c_2 + \dots + c_n$$

Якщо ж вони з'єднані **послідовно**(рис 3.1 б) , то еквівалентна жорсткість визначається оберненою сумою жорсткостей .

$$\frac{1}{c_{z(\text{екв})}} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \dots + \frac{1}{c_n}$$

У разі, коли амортизатори розташовані під кутом один до одного (рис 1 в), необхідно враховувати проєкцію сили на вертикальну вісь.

$$c_{\text{екв}} = \sum_{i=1}^n c_n^i \cos^2 a_i$$

Знаючи кількість амортизаторів, на яких встановлено машину, і припускаючи, що всі вони мають однакові параметри жорсткості, можна визначити силу, що діє на один амортизатор.

$$F_{01} = \frac{F_0}{n} = \zeta_0 \frac{c_z}{n} = \zeta_0 c_{21} \quad (10)$$

де c_{21} - жорсткість одного амортизатора у вертикальному напрямі.

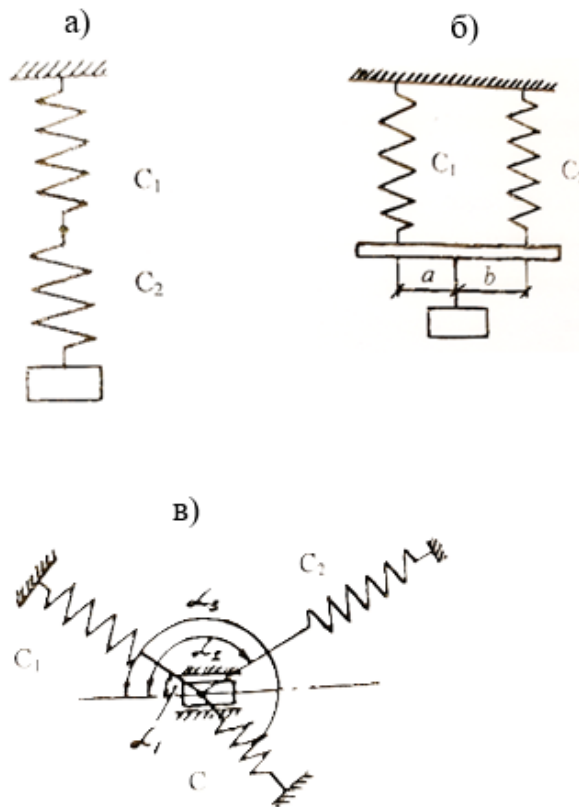


Рис.1 – Схеми пружних систем: а) послідовне з'єднання пружин; б) паралельне з'єднання пружин; в) система з похило розташованими пружинами

3. ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ВІБРОІЗОЛЯТОРІВ

3.1. Загальні положення

Кількість віброізоляторів визначають, виходячи з конструктивних особливостей машини та характеристик типових амортизаторів. Правильний вибір їх кількості та жорсткості забезпечує ефективне зниження вібрацій і рівномірний розподіл навантаження між опорами.

е) *уточнення амплітуди переміщення вимушених коливань машини.* Коли відома жорсткість окремого амортизатора, необхідно визначити значення коливального переміщення віброізованої машини, використовуючи формулу (1.3), і порівняти одержану величину з допустимим переміщенням.

ж) *компоновка віброізоляторів*. Вимога до компоновки (розташування віброізоляторів на машинах) полягає в тому, що центр жорсткості віброізоляторів повинен знаходитися на одній вертикалі з центром жорсткості маси, яку представляє машина, встановлена на спеціальному фундаменті.

Розглянемо тепер розрахунок амортизаторів, серед яких найбільше поширення отримали пружинні та гумові амортизатори [6]

3.2. Пружинні амортизатори

Для них найчастіше використовують сталеві віброопорні пружини (виті пружини), виготовлені з круглого дроту.

3.2.1. Вихідні дані для розрахунку

Для розрахунку пружини, призначеної для віброізоляції, необхідні такі початкові дані:

а) статичне навантаження P_{cm} , яке припадає на один амортизатор (у Ньютонах);

б) амплітуда коливального переміщення верхнього торця пружини при робочому режимі машини ζ_{z1} (у сантиметрах);

в) пружність пружини в вертикальному напрямку c_{z1} (у Н/см);

г) допустиме напруження кручення в металі пружини $[\tau]$ (у МПа). Для пружинної сталі середнє значення $[\tau] = 4000$ МПа;

д) модуль пружності на зсув σ (у МПа). Для більшості пружинних сталей $\sigma \approx 8 \times 10^5$ МПа

3.2.2. Послідовність розрахунку пружинного амортизатора

Розрахунок проводиться в наступній послідовності:

1. Визначення розрахункового навантаження P_1 на одну пружину

$$P_1 = P_{ct1} + 1,5P_{дин}, \quad (11)$$

де P_{cm1} – статичне навантаження на одну пружину, яке визначається за формулою

$$P_{ct1} = P/n, \quad (12)$$

де P – вага машини, n – число пружин, $P_{дин}$ – динамічне навантаження на одну машину, яку дорівнює

$$P_{дин} = \zeta_z c_{z1} \quad (13)$$

Множник 1,5 у формулі (11) забезпечує необхідний запас міцності пружини, який враховує втомленість сталі, що виникає під впливом динамічного навантаження.

2. Визначення діаметру сталевго прутка

Діаметр визначається за відповідною формулою, де враховується коефіцієнт, який компенсує додаткове напруження зрізу, що виникає в точках перерізу прутка, розташованих найближче до осі пружини.

$$d = 1,6 \sqrt{K P_1 \varepsilon / [\tau]} \quad (14)$$

де K - це поправочний коефіцієнт, який враховує додаткові напруження зрізу, що виникають у точках перерізу прутка, розташованих найближче до осі пружини. Значення коефіцієнта визначають за графіком, наведеним на рисунку 2.

Цей коефіцієнт показує, наскільки фактичні напруження зрізу перевищують розрахункові, отримані без урахування впливу викривлення прутка. Його величина залежить від відношення середнього діаметра пружини до діаметра її дроту (D/d): зі збільшенням цього відношення коефіцієнт зменшується, а при зменшенні — зростає.

$\varepsilon = D/d$ - індекс пружини, D - середній великий діаметр пружини.

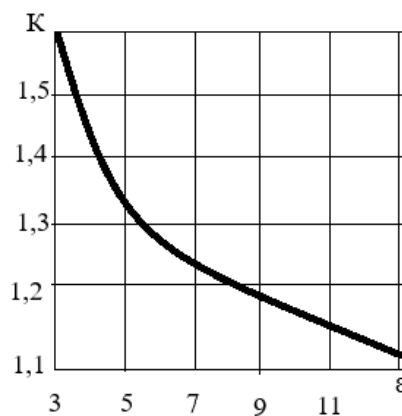


Рисунок 2 – Графік для визначення поправочного коефіцієнта К залежно від відносного кроку пружини ε .

3. Визначення числа робочих витків пружини

$$i_i = \frac{Gd}{8c_{z1}\varepsilon^2}$$

4. Визначення загальної кількості витків пружини

$$i = i_1 + i_2$$

де i_2 – число неробочих витків пружини, яке приймається:

$$i_1 > 7 \quad i_2 = 2,5$$

$$i_1 < 7 \quad i_2 = 1,5$$

Загальна кількість включає робочі витки та 2 неробочі витки, які приймаються для забезпечення правильного функціонування пружини.

5. Визначення висоти ненавантаженої пружини

$$H_0 \leq 2D \quad (15)$$

У випадку вибору готових серійно випущених пружин промисловістю доцільно провести перевірочний розрахунок обраної пружини. Це робиться наступним чином:

а) визначається максимально допустиме статичне навантаження.

$$[P_{ст}] = \frac{\pi d^3 [\tau]}{8\kappa D} \quad (16)$$

б) визначається жорсткість пружини у вертикальному напрямі

$$c_{zi} = \frac{Gd}{8\varepsilon^3 i} \quad (17)$$

в) знаходиться число пружин з умов

$$Q/[P_{cm}] \leq n \leq c_z/c_{z1}, \quad (3.18)$$

де Q – вага машини;

c_z – жорсткість усіх амортизаторів.

Перевірка придатності готової пружини

Придатність готової пружини можна визначити експериментально, що забезпечує більш точні результати порівняно з чисто розрахунковим методом. Тоді використовують формулу (6) і, покладаючи, що власна частота віброізолюємої системи відома, навантажують готову пружину і вимірюють при цьому статичну осадку.

Потім за формулою (3.7) визначають, чи здатна пружина забезпечити задану частоту системи.

$$v_{oz}^2 \cdot z_{ст} = 25 \text{ або } z_{ст} = 25/v_{oz}^2 \quad (18)$$

Якщо розрахунок показує відповідність, пружина вважається придатною. На основі цих даних також можна визначити необхідну кількість пружин, потрібних для забезпечення ефективної амортизації механізму.

$$n \geq Q / P_{ст}$$

3.3. Гумові амортизатори **Послідовність розрахунку**

Розрахунок виконують у такій послідовності:

1. вибирають гуму з динамічним модулем пружності $E_{дин}$;
2. визначають кількість амортизаторів n залежно від конструкції машини;
3. обчислюють площу поперечного перерізу A віброізолятора (вважати, що переріз квадратний),

$$A = \sqrt{\frac{Q}{nG}},$$

де Q – вага машини, G – розрахункове напруження в гумі (2-4 кг/см², до 5 кг/см² для видів гум.

4. визначають повну висоту гумового амортизатора та його геометричні співвідношення (наприклад, відношення висоти до сторони поперечного перерізу).

$$H \geq A/4 \quad (19)$$

Використовувати широкі амортизатори з малою висотою H не бажано, оскільки вони мають надмірну жорсткість. Гума, працюючи під навантаженням, зберігає сталість об'єму. Наслідок цього гумові амортизатори, які мають висоту значно менше, ніж ширину, будуть не в змозі зберігати об'єм сталив, що значно збільшить модулі їх пружності. Тому досить часто гумові килими, які підкладають під віброуючі машини, практично не дають значного ефекту.

Якщо з конструкційних міркувань все-таки змушені вибрати амортизатори, останнє необхідно робити у вигляді широкого листа перфорованими або рифленими. В цьому випадку пустоти будуть сприяти поперечному розширенню гуми при вертикальному стисненні.

5. визначають робочу висоту амортизатора.

$$H_1 = H - A/8 \quad (20)$$

6. підраховують жорсткість одного гумового амортизатора у вертикальному напрямі

$$C_{z1} = E_{\text{дин}} \cdot S_1 / H_1 \quad (21)$$

де $E_{\text{дин}}$ – динамічний модуль пружності при стисненні, S_1 – площа поперечного перерізу одного віброізолятора.

7. Визначають жорсткість одного гумового віброізолятора в горизонтальному напрямку

$$c_x = c_y = \frac{s_1 G_{\text{дин}}}{H_1} \quad (22)$$

де $G_{\text{дин}}$ – динамічний модуль зсуву;

8. Визначають частоту власних вертикальних коливань віброізолюємої машини

$$v_{oz} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{4\beta^2 q^2 E_{\text{дин}}^2 n^2}{(8-\beta)^3 Q \sigma}} \quad (23)$$

де $\beta=A/H$ — відношення ширини амортизатора до повної його висоти.

3.4. Порівняння ефективності гумових і пружинних амортизаторів

Одержану з виразу (3.23) власну частоту порівнюють зі значенням, отриманим з формули (3.6). Якщо ці значення не збігаються, то в розрахунок гумових амортизаторів вносять відповідні зміни, а саме:

- а) вибирають тип гуми з меншим динамічним модулем пружності;
- б) в дозволених межах збільшують статичне напруження в гумі;
- в) збільшують вагу машини шляхом приєднання до неї залізобетонної основи;
- г) переходять на інші види амортизаторів, наприклад, сталеві або комбіновані.

Така методика може застосовуватись не тільки до гумових, а й до інших пружних матеріалів, у яких, як і у гуми, коефіцієнт Пуассона близький до 0,5. Для матеріалів, у яких $\mu < 0,5$ при розрахунках слід приймати замість робочої висоти H_1 повну висоту амортизатора H .

Недоліком гумових амортизаторів є їх недовговічність. Гумові амортизатори з часом стають жорсткіше і через 5–7 років їх необхідно замінювати. Окрім того, з їх допомогою не можна одержати дуже низькі власні частоти коливань системи, які необхідні для тихохідних агрегатів, внаслідок того, що в цьому випадку перевантаження прокладок значно скорочує термін їх служби.

Таким чином, установка машин на пружинні амортизатори більш ефективніша, ніж на гумові, оскільки вони забезпечують більш низькі власні частоти коливань вібруючого механізму.

4. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ МАШИНИ

4.1. Початкові дані

Приклад. Машина вагою $Q=10,00$ кН з ротором, який має $n=1500$ об/хв, встановлено на амортизуючі прокладки. Треба визначити їх кількість та товщину, а також розглянути можливість встановлення машини на пружинні амортизатори.

Розв'язування:

Визначаємо частоту збуджуючої сили

$$N=n/60=1500/60=25 \text{ Гц.}$$

4.2. Розрахунок для гумових амортизаторів

Загальну площину гумових прокладок $\sum S_i$ визначаємо з урахуванням їх технічних характеристик. У нашому випадку покладаємо, що гума має: твердість за Шором-60, Модуль пружності $E = 500 \text{ Н/см}^2$, а припустиме робоче напруження $G_{\text{доп}} = 30 \text{ Н/см}^2$. Тоді

$$\sum S_i = \frac{Q}{G_{\text{доп}}} = \frac{10000}{30} = 333 \text{ см}^2.$$

Приймаємо кубічну форму гумових амортизаторів розміром $6 \times 6 \times 6 \text{ см}^3$. Тоді площа спирання одного амортизатора дорівнює

$$S_1 = 6 \cdot 6 = 36 \text{ см}^2.$$

Власна частота коливань системи (машини) на пружних прокладках:

$$\nu_0 = 5 \sqrt{\frac{E}{hG_{\text{доп}}}} = 5 \sqrt{\frac{500}{6 \cdot 30}} = 8 \text{ Гц,}$$

де h — висота амортизатора.

Гранична частота

$$\nu_{\text{гр}} = \nu_0 \sqrt{2} = 8 \cdot 1,41 = 11 \text{ Гц.}$$

Ефективність прокладок або зниження рівня вібрацій в дБ на частоті вдвічі більшій, тобто 22 Гц:

$$\Delta L = 40 \cdot \lg \frac{\nu}{\nu_0} = 40 \lg \frac{22}{8} \approx 19 \text{ дБ.}$$

Таким чином, величина зниження рівня вібрацій на 19 дБ за рахунок встановлення машини на амортизатори буде значною.

4.3. Розрахунок для пружинних амортизаторів

Довідкові дані: допускаємо навантаження на пружину $P_{\text{дор}} = 500 \text{ Н}$ (при цьому статична осадка пружини $x_{\text{см}} = 2 \text{ см}$).

Частоту власних коливань системи визначаємо, згідно з (3.7):

$$\nu_0 = \frac{5}{\sqrt{x_{\text{см}}}} = \frac{5}{\sqrt{2}} \approx 3,6 \text{ Гц.}$$

Кількість пружин, необхідних для забезпечення віброізоляції, дорівнює:

$$m = \frac{Q}{P_{\text{дор}}} = \frac{10000}{500} = 20 \text{ шт.}$$

4.4. Порівняння результатів

Ефективність зниження рівня вібрацій:

$$\Delta L = 40 \lg \frac{\nu}{\nu_0} = 40 \lg \frac{22}{3,6} \approx 30 \text{ дБ.}$$

У цьому випадку величина зниження рівня вібрацій буде ще значнішою, ніж при використанні гумових амортизаторів.

6. ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ ДЛЯ САМОСТІЙНОГО ВИКОНАННЯ

Завдання для кожного варіанта

1. Визначити частоту збуджуючої сили:
 $N=n/60$
2. Розрахувати площу всіх гумових прокладок:

$$\sum S_i = \frac{Q}{G_{dop}}$$

3. Визначити кількість амортизаторів при заданій площі одного (S_1).
4. Обчислити власну частоту коливань системи на гумових прокладках:

$$\nu_0 = 5 \sqrt{\frac{E}{hG_{dop}}}$$

5. Знайти ефективність зниження рівня вібрацій (у дБ).
6. Перевірити можливість заміни гумових амортизаторів на пружинні:
 - о прийняти допустиме навантаження на одну пружину $P_{dop}=500\text{НР}$
 - о визначити кількість пружин;
 - о розрахувати власну частоту системи та порівняти з гумовим варіантом.

Варіанти завдань

№ варіанта	Вага машини Q, кН	Частота обертання n, об/хв	Твердість гуми (Шор А)	E, Н/см ²	G_dop, Н/см ²	Розмір амортизатора, см	Примітка
1	10,0	1500	60	500	30	6×6×6	Базовий приклад
2	8,0	1200	55	450	25	5×5×5	Легка машина
3	12,0	1800	65	550	35	7×7×7	Важча машина
4	6,0	1000	50	400	20	5×5×4	Невелика частота
5	15,0	2000	70	600	40	8×8×8	Потужний компресор
6	9,0	1600	60	480	28	6×6×5	Середня маса
7	20,0	2500	70	700	45	9×9×9	Високошвидкісна машина
8	7,5	1300	55	420	22	5×5×6	Вертикальний вібратор
9	11,0	1700	65	520	32	6×6×7	Генератор середнього типу
10	5,0	900	50	400	18	4×4×5	Малопотужна установка

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Огурцов А.П., Мамаєв Л.М., Скрипник В. І., Зінченко Г. І. *Механіка віброактивності та віброзахисту машин: навчальний посібник*. — Київ: НМЦ ВО МОНУ, 2002. — 368с.

2. Бондаренко О. М. Динаміка машин. — Київ: Вища школа, 2012. — 312 с.
3. Кривошеєв В. І. Теорія коливань і віброізоляція машин. — Харків: НТУ «ХПІ», 2015. — 256 с.
4. Філіпов А. П. Теорія коливань та вібраційна техніка. — Київ: Техніка, 2008. — 328 с.
5. Молчанов В. І. Вібрації в техніці: аналіз, зменшення, захист. — Харків: ХНАДУ, 2016. — 276 с.
6. Іваненко С. П., Сиченко О. В. Основи динаміки машин. — Львів: Львівська політехніка, 2014. — 310 с.
7. Горобець В. М. Віброізоляція машин і механізмів. — Київ: КНУБА, 2018. — 192 с.
8. Сергієнко В. П. Динаміка машин і віброзахист: навчальний посібник. — Харків: ХНУРЕ, 2021. — 220 с.