

Ірина Верба¹, Олександр Даниленко², Назар Порхун³

¹кандидат технічних наук, доцент кафедри Конструювання машин
Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (Київ, Україна)

E-mail: verba.dan@gmail.com. **ORCID:** <http://orcid.org/0000-0003-1891-7215>. **ResearcherID:** [ABM-1532-2022](https://publons.com/urn:li:member:15322022)

²кандидат технічних наук, доцент кафедри Конструювання машин
Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (Київ, Україна)

E-mail: alednlnk@gmail.com. **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0001-6585-7724>. **ResearcherID:** [ABN-8993-2022](https://publons.com/urn:li:member:89932022)

³бакалавр за спеціальністю 131 «Прикладна механіка»
освітньої програми «Технології комп'ютерного конструювання верстатів, роботів та машин»

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (Київ, Україна)

E-mail: nazar.porhyn.07@gmail.com

**ЯК ОБРАТИ ВІБРАЦІЙНІ ОПОРИ ДЛЯ ВЕРСТАТА? ПИТАННЯ
БЕЗ ВІДПОВІДІ**

Стаття є публікацією науково-методичного характеру, що висвітлює дослідження вібраційних опор, на яких може бути безпосередньо встановлено верстат. Наведені деякі рекомендації щодо обґрунтування вибору опор і підтвердження відповідності можуть стати у пригоді інженерно-технічним працівникам машинобудівних підприємств і конструкторам. Відзначено, що в інформаційних джерелах практично відсутня оновлена інформація з цього питання. Найліпший варіант – це обґрунтована експериментальна рекомендація заводу-виробника щодо придатності обраних опор, але може застосовуватись для нових верстатів. Такий шлях не придатний, наприклад, у разі модернізації чи змінюванні умов експлуатації. Стаття є публікацією науково-методичного характеру.

Ключові слова: віброопора; віброізоляція; передача коливань; фундамент верстата; пружні матеріали.

Рис.: 4. Бібл.: 14.

У статті представлено результати науково-методичного дослідження задачі встановлення верстатів та іншого обладнання безпосередньо на вібраційних опорах та деякі рекомендації щодо обґрунтування вибору цих опор і підтвердження їхньої придатності.

Актуальність теми дослідження. Стаття призначена для інженерно-технічних працівників машинобудівних підприємств, конструкторів, які займаються модернізацією наявного обладнання, насамперед на невеликих підприємствах. Результати дослідження можуть бути застосовані саме на підприємстві, оскільки розв'язок задачі не повинен передбачати складних динамічних досліджень і розрахунків, які потребують відповідних фахівців та обладнання.

Постановка проблеми. При експлуатації верстатів обов'язково постає задача забезпечення точності обробки, зокрема й за рахунок встановлення верстатів відповідним чином та їхньої ізоляції від вібрацій активних (що виникають у вузлах верстата і поширюється на навколишні предмети) та пасивних (надходять ззовні). Проблема полягає в тому, що для обґрунтованого вибору опор треба застосувати складні динамічні дослідження верстата (теоретичні або експериментальні), що не завжди можливо та й недоречно в багатьох випадках, наприклад, коли це стосується модернізації обладнання в умовах невеликих підприємств: переважно немає ні спеціалістів потрібного наукового рівня, ні відповідного обладнання. Застосовують різні способи встановлення обробного обладнання. Існує значна кількість фірм, що випускають вібраційні опори знову ж таки різних типів і ніде в їхніх характеристиках немає конкретної інформації, у яких випадках вони придатні: лише загальні фрази рекламного характеру.

Аналіз останніх досліджень і публікацій не дає відповіді на поставлене запитання. Є низка наукових статей, які містять цікаву інформацію, розширюють наші уявлення про процеси, що відбуваються при експлуатації верстатів, особливо прецизійних, але практичних рекомендацій щодо вибору опор у них немає. Щось можна знайти у літературних

джерелах 40-річної давності [1; 2; 3; 4], але ж вимоги до верстатів та показників їхньої працездатності за цей час змінились значним чином. Змінились і використовувані опори, принаймні що стосується пружних матеріалів. Новіші інформаційні джерела [5; 6; 7] практично повторюють названу інформацію за незначних змін.

Метою статті є інформаційно-аналітичний огляд варіантів безфундаментного встановлення верстатів, конструкцій, принципу дії, порівняльних характеристик пружних віброопор різних типів, які встановлюються безпосередньо під станиною, і рекомендацій щодо визначення придатності опор, хоча б і орієнтовно, а також констатація наявної проблеми вибору й порівняльного оцінювання пружних віброопор.

Виклад основного матеріалу. Традиційне уявлення про верстати: цех (окреме приміщення, 1-й поверх), розташування згідно з ділянками за призначенням (токарні, фрезерні тощо), окремі верстати стоять на бетонних фундаментах або утворюють автоматичну лінію, тобто розташовані згідно з технологічним процесом, що його реалізують, і встановлені знову ж таки на фундаментах (в усякому разі – переважно). Наразі змінилось виробництво й підходи до його організації. Як мінімум:

– застосовують гнучкі оброблювальні центри з високою концентрацією операцій або багатоцільові верстати;

– є можливість групувати верстати за потребою та забезпечувати автоматизацію виробничого процесу (не лише конвеєрна лінія, а, наприклад, промислові роботи).

Звісно, всі зміни зумовлені насамперед потребами користувачів верстатів, а вони, своєю чергою, ринковими вимогами, тобто тим, що бажає споживач. Нічого нового й несподіваного у вищезазначеному немає. Але подивимось на ці вимоги з погляду експлуатації верстатів. Традиційні вимоги до верстатів – продуктивність та точність (тривале її збереження), нещодавні – гнучкість, яка навіть превалює над продуктивністю. І всі ці вимоги так чи інакше пов'язані зі встановленням верстатів у цеху.

Вимоги до точності та до якості поверхні оброблюваних деталей зумовлюють жорсткіші, ніж для інших машин, вимоги до точності взаємного розташування та переміщення вузлів верстата та менший рівень припустимих пружних переміщень і амплітуд коливань, а отже, визначають спосіб встановлення верстата. На верстат діють статичні навантаження (вага вузлів верстата, сили різання) та динамічні (сили інерції, сили, які виникають у працюючому приводі, удари в зазорах тощо). Діють також зовнішні навантаження, наприклад, осадка верстата або коливання основи, які можуть викликати деформації несучої системи та, відповідно, її коливання. Тож верстати самі є джерелами коливань, а в певних випадках вони чутливі до коливань від зовнішніх джерел, зокрема, зумовлених цеховим устаткуванням (зокрема силовими установками, обладнанням, яке експлуатується поряд, навіть системою вентиляції чи подачі робочих рідин, які також генерують коливання різної частоти).

Обладнання, яке нормально функціонує, завжди має певний рівень вібрацій. Наприклад, для фрезерних верстатів це 3-7 мкм. Якщо верстат має амплітуду коливань більшу за 20 мкм, то це може свідчити про те, що він вийшов із ладу [5].

Якість віброізоляції верстата саме і визначається закономірностями передачі коливань від станини верстата до зони різання і характеризується коефіцієнтом у передачі коливань.

Колівання станини відбуваються зазвичай на низьких частотах (за винятком жорсткої установки, коли вони збігаються з коливаннями підлоги). Вони є збуджуючим фактором для вузлів верстата, які несуть інструмент і заготівлю, тобто для шпиндельного вузла та супорту або столу. Відносні коливання інструменту і заготівлі, що впливають на точність і якість оброблюваної поверхні, відбуваються саме на верхніх частотах, що визначаються власними частотами тих вузлів верстата, які задіяні у формоутворенні, тобто несуть інструмент і заготівлю.

Чутливість верстата до коливань основи (тобто до коливань фундаменту чи віброопор, які встановлено безпосередньо під станиною або в поєднанні зі спрощеним елементом фундаменту) визначається конструкцією верстата та параметрами вузлів, розташованих на станині. Чим нижчі власні частоти цих вузлів, тим вище чутливість верстатів до коливань основи, тим вищий рівень віброізоляції потрібний.

Середній рівень коливань основ, типовий для механічних цехів машинобудівних підприємств, умовно можна охарактеризувати середніми амплітудами регулярних коливань основи приблизно 2,5-3 мкм на частотах до 20-25 Гц, що зменшуються на більш високих частотах, та максимальними амплітудами імпульсних збурень близько 10-12 мкм у зоні власних частот основ до 40 Гц, які відповідають найпоширенішим видам верстатів [6].

Для верстатів, що працюють в умовах середнього рівня коливань основи, параметри віброізоляції орієнтовно можна обирати так, щоб найвища частота власних коливань верстата на опорах була в 3-4 рази нижчою за найнижчу із власних частот формоутворюючих вузлів верстата (так званих верхніх вузлів – шпindelьна бабка, стіл, супорт, колона, шліфувальні головки, траверса зі шпindelьною головкою тощо). Орієнтовні значення власних частот коливань верхніх вузлів верстатів середніх розмірів наведено в інформаційних джерелах [1; 2; 5], а методика експериментального визначення цих частот – у [1].

Нижня власна частота обробної системи практично не впливає на верхні власні частоти системи. За даними експериментальних досліджень, наявними в інформаційних джерелах [1; 2; 5], найнижчі з цих верхніх частот для токарних верстатів становлять 60...10 Гц, для плоскошліфувальних – від 30 Гц (при напрямних кочення) до 60 Гц тощо. Чим більша різниця між частотами цих коливань та коливань станини, тим менше амплітуди їх відносних коливань.

Наведені дані дають загальне враження про вібраційну ситуацію при встановленні верстата.

Один із традиційних шляхів послаблення коливань – встановлення верстата на фундамент, який повинен мати таку частоту власних коливань, яка перевищує більш ніж на 40 % частоту f_0 власних коливань верстата, що для цього класу верстатів становить 10...25 Гц [1; 5]. При цьому масу фундаменту приймають у 2 рази більшою, ніж маса верстата, і розглядають їх як одне ціле. У певних випадках масу фундаменту визначають розрахунком з умови зменшення амплітуди відносних коливань, наприклад, у 3 рази. До цього треба додати, що фундамент забезпечує стаке розташування верстата без можливості його змінювати і не гарантує максимального демпфування вібрацій працюючого поряд обладнання.

З певного часу технологічне обладнання, насамперед таке, що може мати динамічний вплив на навколишнє обладнання чи довкілля, а також високоточні верстати й такі, що чутливі до коливань станин, почали встановлювати на пружні віброізолюючі опори. Це стосується також до верстатів загального призначення та таких, які встановлено на перекриттях верхніх поверхів споруд (єдині опори, що це припускають) чи за потреби комплектації верстатів згідно з технологічним процесом із можливістю зміни.

Віброізолюючі опори не потребують технічного обслуговування протягом усього терміну експлуатації, зберігають стабільність конструкції незалежно від джерела хвилювих коливань і є найдешевшим варіантом віброізоляції.

Для верстатів, які мають частоту власних коливань на опорах $f_z > 10$ Гц, передусім оцінюється можливість віброізоляції за встановлення пружних віброопор безпосередньо під станиною: залежить не лише від очікуваного рівня коливань від внутрішніх джерел збудження, а також від жорсткості станини, яку характеризують показником l/h (l – довжина станини, h – висота перерізу станини) та очікуваного кута нахилу, який зумовлено дією ваги рухомих вузлів.

Не потребують віброізоляції верстати, призначені для обробки деталей із шорсткістю $Ra = 2,5$ за умови порівняно грубих допусків (порядку 10-20 мкм) на похибки форми виробу. Також не потребують захисту від коливань основи верстати з процесом різання з ударами (фрезерні, довбальні, стругальні тощо), бо й так мають значні амплітуди відносних коливань.

Технічні характеристики віброізолюючих опор визначаються як конструктивними особливостями, так і застосованими матеріалами. Використовують цільнометалеві, гумові, гумометалеві опори.

Встановлення металевих елементів покращує експлуатаційні характеристики гумових опор, зокрема, дозволяє збільшити максимальне навантаження, а також частково виконує захисні функції. Суттєва перевага – регульована висота.

Цільнометалеві опори здійснюють гасіння коливань при значній масі верстата: припускають значні деформації без втрати експлуатаційних якостей. Недоліком є передача високочастотних коливань, що є обмеженням сфери застосування.

Гумові опори або опори з інших пружних матеріалів, зокрема, пружних елементів типу килимків та прокладок, у разі застосування для віброізоляції дають можливість забезпечувати різні власні частоти f_0 вертикальних коливань верстата. Наприклад, для гумових та гумометалевих опор, у яких гума працює на стиск, це ті самі $25 \text{ Гц} \geq f_0 \geq 10 \text{ Гц}$, але без вартісного й досить тривалого за часом виготовлення спеціального фундаменту.

Найменшого поширення, в усякому разі для встановлення обробного обладнання, набули опори з фетру та пробки та свинцево-азбестові, бо не забезпечують значного усунення коливань.

Зупинимось докладніше на віброопорах, які можуть бути застосовані у верстатах.

На рис. 1 показано пружинні віброізолятори Vibrofix Spring. Їхню пружну дію можна посилити за рахунок додаткових пружних елементів (наприклад, вставкою з еластичного, стійкого поліуретанового еластомеру Sylomer HD усередині – рис. 1, а) та використанням пластин (килимків) з пружного матеріалу або тим, що за допомогою спеціальних опорних пластин кілька пружин можна змонтувати на спільній плиті (рис. 1, б).

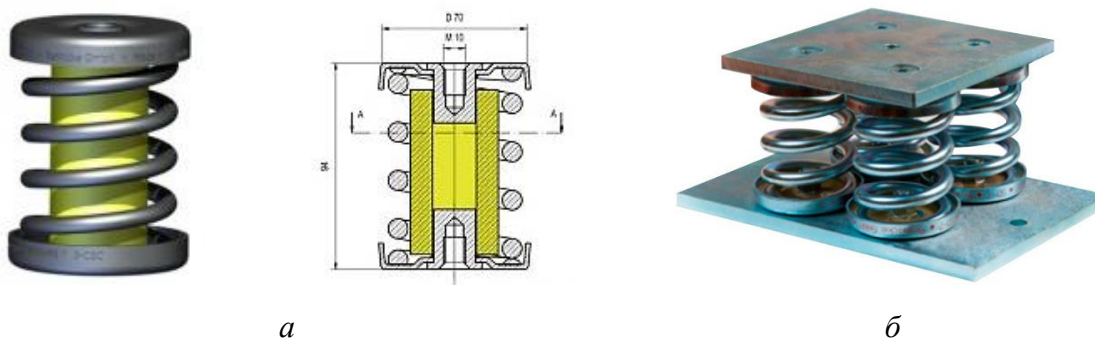


Рис. 1. Антивібраційні пружинні опори Vibrofix Spring [8]

Пружинні віброопори є здебільшого низькочастотними: для спіральних або листових сталевих пружин – $f_0 \leq 5 \text{ Гц}$. Наприклад, опори модельного ряду Isotop (компанія Reinicke GmbH, Німеччина) мають резонансну частоту близько $3,2 \text{ Гц} = 192 \text{ хв}^{-1}$. Експериментальні дослідження, результати яких є у інформаційних джерелах, показали, що пружинні віброопори можуть бути рекомендовані при частоті обертання агрегатів, яка не перевищує 1800 хв^{-1} , а для встановлення верстатів найдоцільнішими є гумовометалеві опори.

На рис. 2 показано віброопору ОВ-31, яка є розповсюдженою для верстатів, бо забезпечує захист в осьовому й поздовжньому напрямках. Відноситься до так званих рівночастотних пристроїв: частота власних коливань верстата на таких опорах мало залежить від навантаження на них. Є складеною конструкцією, що має комбіновану основу з гумометалевого елемента та поєднує амортизаційні властивості гуми (принцип дії ґрунтується на стисканні) з міцністю металу корпусу, що забезпечує захист від зовнішніх впливів.

Віброізолюючі опори типу ОВ-31 призначені для встановлення верстатів з жорсткими станинами (тобто таких, для яких $l/h = 4 \div 5$, де l – довжина станини, h – висота перерізу станини) вагою до 10-15 т [6]. До таких верстатів належать токарні, шліфувальні, координатно- та алмазно-розточувальні верстати тощо.

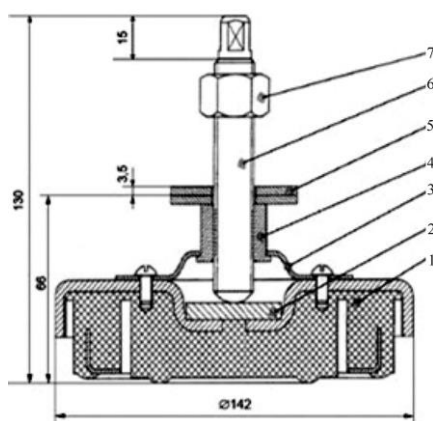


Рис. 2. Віброізолююча опора ОВ-31. Складові (знизу вгору) [6]:
1 – гумометалевий елемент; 2 – підкладка; 3 – кришка; 4 – гайка М16;
5 – шайба (2 шт.); 6 – гвинт М16; 7 – гайка регулююча М16

Основні функції:

- захист від вібрацій: активних, пасивних, стаціонарних та випадкових, демпфування коливань, зниження їхньої амплітуди;
- забезпечення точного горизонтального рівня та оптимальної висоти верстата під час встановлення.

Особливості:

- низькорезонансні, не припускають великих амплітуд зміщень станини;
- частота власних коливань верстата на таких опорах мало залежить від навантаження на них (є опорами з рівночастотною характеристикою);
- жорсткість цих опор є нелінійною і приблизно пропорційна навантаженню від ваги обладнання (в опорах з лінійною характеристикою жорсткості переміщення важкого вузла верстата або змінювання ваги оброблюваної деталі зумовлюють змінювання розподілу навантаження на опори, що своєю чергою впливає на вертикальні й горизонтальні коливання верстата);

Основні технічні характеристики опор типу ОВ-31:

- діапазон робочих навантажень на одну опору (250-4500 кг);
- діапазон регулювання за довжиною гвинта $15 + 2$ мм;
- власна частота вертикальних коливань ~ 20 Гц (при навантаженні на опору 2...5 кН), а в разі підвищених вимог до віброізоляції – 15 Гц;
- логарифмічний декремент коливань опори $\lambda \sim 0,6$;
- габаритні розміри (рис. 2 – для опори ОВ-31).

Сучасний варіант подібної опори ОВ-31МП (виробництва, наприклад, GB TRADE [9]) є ефективнішим, має певні переваги: мінімальне навантаження, за якого опора працездатна, 5 кг на одну опору (замість 250 кг); передбачено використання сучасного пружного матеріалу – армований композит (на відміну від гуми, не втрачає властивості від контакту з мастилом, не грубішає з часом і не «тече»). Саме матеріалом відрізняються опори різних виробників. Переважно від застосування гуми виробники відмовились. Віброопори мають широкий діапазон температур, за яких вони є придатними [10].

Україна виробляє віброопори ОВ-31М. Вони призначені для середніх та легких верстатів. На 4 опорні точки можливо встановити обладнання масою 1-18 т (разом з оброблюваною деталлю). Якщо маса менша, то віброопора не працює як амортизатор через незадовільну жорсткість. Треба обрати інші опори, які придатні для меншого навантаження (наприклад, опори ОВ-70 придатні для навантаження від 200 кг до 2000 кг/опору). А надто велике навантаження буде витискати пружний елемент в корпус кришки, доки вона не упреться у підлогу. Тож у цьому випадку треба збільшити кількість віброопор. Кількість опорних точок загалом визначається обладнанням (скільки передбачено лап для закріплення, тощо). Але є певні правила, яким треба слідувати при виборі місця розташування додаткових опорних точок.

При встановленні на віброопору ОВ-31М обладнання вагою від 1000 кг до 1400 кг за нерівної поверхні підлоги можливе зміщення обладнання в горизонтальній площині («сползання» з робочого положення). Щоб запобігти цьому явищу віброопори встановлюють на фіксатори горизонтальних зсувів ФГС-31 (рис. 3), які мають по 2 отвори для закріплення ФГС до підлоги й округлий отвір з бортом для запобігання зміщенню обладнання.



Рис. 3. Фіксатор горизонтальних зсувів ФГС-31 [11]

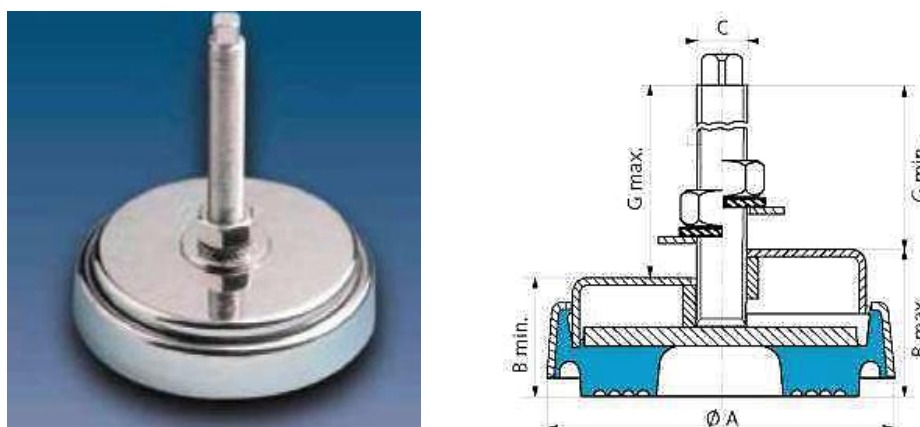


Рис. 4. Віброопора NIVOFIX® [9]

На рис. 4 показано цільнометалеву регульовану віброопору NIVOFIX®, яка складається з диска та еластомірної основи з протиковзними кромками, завдяки чому вона не вимагає кріплення. Віброопора поглинає високочастотні вібрації.

Для коректного вибору певної моделі необхідно враховувати деякі загальні фактори:

- характеристики коливань: періодичність виникнення та частота;
- маса устаткування (з врахуванням маси завантаженого матеріалу). Віброопора має не тільки погасити хвилі, а й витримати вагу верстата без погіршення експлуатаційних якостей;
- загальний напрямок вібрації. Найчастіше виникає потреба у встановленні віброопор безпосередньо під станиною або на основі. У деяких випадках потрібно зменшити коливальні процеси в бічних чи верхніх частинах обладнання [12];
- умови експлуатації: наявність хімічно агресивних речовин, вологи, зниженої температури, які сприяють руйнуванню, наприклад, металевих елементів опори.

Найпростішою була б регламентація способу встановлення верстата заводом, який його випускає.

Рекомендовано [1; 2; 5] тип встановлення верстата (жорстке чи пружне) визначати експериментальним порівняльним оцінюванням на заводі-виробнику. Вимірюють амплітуди вертикальних та горизонтальних абсолютних коливань станини та відносних коливань інструменту й деталі за нормаллю до оброблюваної поверхні. Оцінюють чутливість верстата до коливань станини або основи (за коефіцієнтами γ_z , $\gamma_{x,y}$ передачі цих коливань у зону різання), граничний рівень коливань основи, за якого для даного верстата можливою є віброізоляція пружними опорами. Висновок заводу-виробника щодо можливих способів віброізоляції разом із результатами експериментальних досліджень наводиться в паспорті верстата. Однак умови майбутньої експлуатації верстата в більшості випадків невідомі, не завжди жорстко задані вимоги до точності та рівень динамічних навантажень, які діють у верстаті.

Остаточні способи встановлення верстата обирають на місці застосування, але у відповідальних випадках вибір повинен ґрунтуватися на результатах попередніх порівняльних досліджень встановлення верстата на жорстких опорах та гумометалевих, які виконують на заводі-виробнику, та відповідних рекомендаціях.

Для верстатів середніх розмірів (за винятком високоточних), які працюють при середньому рівні коливань, типовому для механічних цехів, спосіб віброізоляції можна обирати на основі аналізу особливостей та умов роботи верстата і простих розрахунків.

Розрахунок віброізоляторів зводиться до визначення їхньої пружності та геометричних параметрів: висоти, площі та числа гумових прокладок або діаметра, чисельності витків та радіусу дроту пружин.

Вихідною передумовою для розрахунку є необхідність забезпечити $\frac{f}{f_0} = 3...4$, де f

– частота коливань збуджуючої сили; f_0 – відповідна частота власних коливань верстата на віброопорах.

Це відповідає оптимальній віброізоляції, з погляду значення коефіцієнта передачі коливань від основи в зону різання за різних власних частот коливань верстата на опорах та експлуатаційних характеристик.

Щодо пружинних опор, то в інформаційних джерелах досить докладно розглядають їхній розрахунок, зокрема параметрів самих пружин, у ролі яких можуть застосовуватися також листові ресори, та параметрів гумових елементів. Приклад розрахунку наведено [13; 14].

Інший шлях – обрати покупну віброопору, які широко представлені на ринку від різних виробників, але близькі за технічним рішенням і властивостями. У цьому разі треба обґрунтувати вибір конкретного типу опори та переконатися в її придатності.

Реальні системи мають відносно слабе демпфірування і коефіцієнт передачі виявляє себе переважно на частотах ω_0 , наближених до резонансу. Для спрощення розрахунків вважають, що система реагує лише саме на такі частоти, значення яких визначаються

демпфіруванням $\Delta\omega = 0,5 \lambda \times \omega_0$, де λ – логарифмічний декремент коливань [1; 3]. У межах частот $\Delta\omega$ коефіцієнт передачі $K(\omega_0)$ та спектр імпульсу $S(\omega)_{вх}$ (імпульсні коливання основи верстата, які виникають, коли поряд є джерело інтенсивних імпульсних коливань, наприклад, ударне навантаження) вважають постійними.

Ступінь та ефективність віброізоляції оцінюється коефіцієнтами передачі K_n поступальних коливань в напрямі певної осі і K_ϕ обертових коливань навколо цієї ж осі. У разі гармонічних навантажень формули точні лише в разі, якщо центр мас віброопори співпадає із центром мас обладнання. Ці коефіцієнти можуть бути представлені по-різному і, відповідно, їх використовують для аналізу й отримання додаткової інформації.

Таблиця 1 – Коефіцієнт передачі коливань

№	Рекомендації щодо застосування	Коефіцієнт передачі коливань
1	за дії гармонічних навантажень	$K_{IIZ} = \frac{A_{KZ}}{A_Z} = \frac{1}{\alpha_Z^2} - 1; K_{\phi Z} = \frac{M_{KZ}}{M_Z} = \frac{1}{\alpha_{\phi Z}^2}$ (1)
2	за ефективної віброізоляції	$K_n = \left(\frac{f^2}{f_0^2} - 1 \right)^{-1}$ (2)
3	без врахуванням коливань станини як складової	$K_n = A_{pi-zag} / A_{ocn}$ (3)
4	з урахуванням коливань станини	$K_n = k_1 \cdot \gamma = \frac{A_{cm}}{A_{ocn}} \cdot \frac{A_{pi-zag}}{A_{cm}}$ (4)
5	у разі резонансу	$K_n = K_{дин} = \pi / \lambda$ (5)

Використано такі позначення:

A_{KZ}, M_{KZ} – амплітуди гармонічної сили й гармонічного моменту відносно вертикальної осі Z, які передаються через віброопори на опорну конструкцію (якщо вона передбачена);

A_Z, M_Z – амплітуди гармонічної сили й гармонічного моменту відносно вертикальної осі Z, які передаються на верстат;

$\alpha_Z = \omega_0 / \omega_Z, \alpha_{\phi Z} = \omega_0 / \omega_{\phi Z}$ – відношення колової частоти (рад/с) вимушених коливань ω_0 до колової частоти ω_Z власних поступальних (вздовж осі Z) і до колової частоти $\omega_{\phi Z}$ власних обертальних коливань верстата відносно тієї ж осі. Для кожної з осей колова частота (рад/с) визначається окремо;

f – частота коливань збуджуючої сили, об/хв;

f_0 – відповідна частота власних коливань верстата на віброопорах;

A_{pi-zag} – амплітуда відносних коливань між інструментом та заготовкою;

A_{ocn} – амплітуда коливань основи;

A_{cm} – амплітуди коливань станини, вимірюної у певному місці;

$\lambda = 0,6$ – логарифмічний декремент коливань.

З використанням наведених залежностей можна отримати деяку додаткову інформацію, яка придатна для порівняльного оцінювання опор.

За формулою (2) для області частот $f/f_0 > 2$, яка характерна для активної віброізоляції, можна орієнтовно визначити частоту власних коливань як $f_0 = f / (3 \dots 4)$. Частоту f коливань збуджуючої сили, об/хв, визначають за відомим значенням найнижчої частоти n обертання шпинделя: $f = n / 60$, Гц. Більш точне значення можна отримати за використання формули

$$f_0 = \sqrt[5]{\frac{K_{IIZ}}{\Delta_G}}, \text{ Гц, де } \Delta_G \text{ – статична деформація опори від ваги верстата, см [3].}$$

У формулі (4) показано, що коефіцієнт передачі практично має дві складові k_1 – коефіцієнт передачі коливань від основи до станини, що визначається параметрами верстата й опор (зокрема й демпфіруванням) як однієї маси, та γ – коефіцієнт передачі

коливань станини в зону різання, що визначається лише параметрами верстата й характеризує чутливість верстата до коливань основи. Чим менший коефіцієнт k_1 , тим меншою є амплітуда коливань верстата, тим кращою є віброізоляція.

За формулою (5) можна визначити A_{pi-za2} у зоні резонансу та оцінити точність обробки [3]:

$$A_{pi-za2} = A_{ocn} \frac{\pi \gamma}{f^2} \left(\frac{f_0^2}{\lambda} \right) \quad (6)$$

Вираз $\frac{f_0^2}{\lambda}$ є характеристикою віброізоляції верстата, може застосовуватись для порівняльного оцінювання.

Наприклад, відомо, що амплітуди вертикальних коливань підлоги у цехах, де встановлені точні верстата, зазвичай не перевищують $A_{ocn} = 1,5-2$ мкм. Щоб отримати поверхню із середньою висотою мікронерівностей $R_a = 0,16$ мкм, амплітуди A_{pi-za2} відносних коливань у зоні різання не повинні перевищувати $0,5 R_a = 0,08$ мкм. Тоді коефіцієнт передачі становить:

$$K_n = \frac{A_{pi-za2}}{A_{ocn}} = \frac{0,08}{(1,5...2)} \sim 0,05,$$

а коефіцієнт передачі вертикальних коливань у зону різання:

$$\gamma_z = \frac{K_n}{k_1} = \frac{0,05}{5...10}.$$

І тут ми постаємо перед проблемою конкретизації величини коефіцієнта k_1 , нехай навіть у діапазоні, відомому з експериментальних досліджень (до речі, досить давніх [1]).

За експериментальними даними (знову ж таки досить давніми) можна визначити, за якої саме частоти вертикальних коливань станини на опорах забезпечується потрібний (визначений) коефіцієнт γ_z передачі вертикальних коливань у зону різання. Ця інформація дозволить обґрунтовано обрати конкретні вібраційні опори. Так, наприклад, за $k_1 = 5$ отримаємо коефіцієнт $\gamma_z = 0,01$, який може бути забезпечений при частоті вертикальних коливань станини на опорах ≈ 17 Гц [1; 2].

Можна за потребою визначити амплітуду відносних коливань між інструментом та заготовкою $A_{pi-za2} = K_n \cdot A_z$ і таким чином приблизно оцінити точність обробки. Наприклад, для фрезерних верстатів рівень вібрацій становить $A_{ocn} = A_z = 3...7$ мкм [6]. Визначено, що при встановленні верстата на пружні опори з власною частотою 15 Гц величина загального коефіцієнта передачі коливань становить близько 0,1 (визначено експериментально, наприклад, [1; 3]). Тобто маємо $A_{pi-za2} = 0,1 \cdot (3...7) = 0,3...0,7$ мкм.

Подібний розрахунок віброізоляції є оціночним. Діюче навантаження вважаємо гармонічним (у літературних джерелах розглянуті й інші випадки навантаження). Приблизно розраховано ефективність віброізоляції зони різання верстата від зовнішніх джерел збудження, амплітуда відносних коливань інструмента та оброблюваної деталі, за якою можна приблизно оцінити точність обробки.

Точніший розрахунок параметрів віброізоляції верстата неможливий через брак вихідних даних. Він вимагає створення динамічної моделі та виконання досліджень динаміки верстата та процесу різання, зокрема вібраційних процесів. Але навіть у такому спрощеному вигляді розрахунок свідчить про придатність обраних віброопор.

Висновок. Багато фірм випускають віброопори, зокрема й гумометалеві, які рекомендують використовувати для встановлення обробного обладнання середніх розмірів. А ось як конкретно обрати такі опори користувачу? Як впевнитись у їхній придатності за

конкретних умов експлуатації? У технічних характеристиках наведено дуже мало інформації: вага, яку може сприймати опора, та межі регулювання по висоті. Спрощений розрахунок не дасть впевненості щодо встановлення точного обладнання. У кожному випадку виконувати спеціальні дослідження динаміки процесу різання? Це може зробити фахівець і то не аби-який, і то доцільно лише на етапі проєктування. А як врахувати умови майбутньої експлуатації?

Ця проблема стає нагальною для невеликих підприємств або в разі використання модернізованого обладнання. Додайте сюди ще й проблему встановлення обладнання на міжповерхових перекриттях, що вимагає оцінки параметрів будівельної конструкції [4; 7].

Єдині більш-менш доступні і конкретні рекомендації з того, на що звернути увагу та які параметри порівняти, досить давні і не дуже конкретні. Вони повторюються із незначними уточненнями. Нам не вдалося знайти щось сучасніше, за винятком методик та результатів експериментальних досліджень, які, попри те, що є цікавими, не придатні для нашої мети. На наш погляд, потрібна нам інформація щодо порівняльного оцінювання й вибору вібраційних опор для встановлення верстатів та іншого технологічного обладнання повинна бути широко доступною й бути викладена у формі, зрозумілій для не фахівця з області динаміки процесів обробки й відповідного обладнання. Так, фірми пропонують свою допомогу щодо вибору віброопор. А якою методикою вони користуються? Невідомо. Ще раз підкреслюємо, що в цьому питанні ми стоїмо на позиції пересічного користувача. Людина з відповідною інженерною освітою скоріш за все спроможна виконати розрахунки й обґрунтувати свій вибір. Ще є додаткова перевага у можливості здійснити порівняльне оцінювання опор різних виробників, бо на сайтах пропонують підібрати серед продукції власної фірми або тієї, яку реалізують. І все ж таки було б доцільно мати варіант конкретної та спрощеної методики вибору віброопор та обґрунтування їхньої придатності. Точніший розрахунок параметрів віброізоляції верстата неможливий через брак вихідних даних. Він вимагає створення динамічної моделі та виконання досліджень динаміки верстата та процесу різання, зокрема вібраційних процесів. Але навіть у спрощеному вигляді розрахунок є доцільним. У будь-якому разі рекомендації потребують відповідного оновлення і узгодження із вимогами до сучасних верстатів.

Список використаних джерел

1. Каминская В. В. Фундаменты и установка металлорежущих станков / В. В. Каминская, Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1975. – 208 с.
2. Установка металлорежущих станков: методические рекомендации / сост. В. В. Каминская, В. А. Исаева. – М. : ВНИИТЭМП, 1985. – 39 с.
3. Орликов М. Л. Динамика станков / М. Л. Орликов. – К. : Выща шк. Головное изд-во, 1989. – 272 с.
4. Руководство по проектированию виброизоляции машин и оборудования / ЦНИИСК им. В. А. Кучеренко – М. : Стройиздат, 1972. – 160 с.
5. Гаврилин А. Н. Диагностика технологических систем : учебное пособие. Ч. 2 / А. Н. Гаврилин, Б. Б. Мойзес. – Томск : Томский политехнический университет, 2014. – 128 с.
6. Рябов С. А. Установка и монтаж металлорежущих станков: учеб. пособие / С. А. Рябов, А. С. Глинка. – Кемерово : КузГТУ, 2012. – 121 с.
7. Комкин А. И. Вибрация. Воздействие, нормирование, защита / А. И. Комкин // Приложение к журналу Безопасность жизнедеятельности. – 2004. – № 5. – 47 с. – Изд. Новые Технологии.
8. Пружинні віброопори Vibrofix Spring [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://xn--80asiijdci.com.ua/ua/p436456697-pruzhinnye-vibroopory-vibrofix.html>.
9. Віброопори под любой тип оборудования весом от 20 кг до 20 тонн [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://gb-trade.com.ua/ua>.

10. Виброопоры ОВ-31МП для легких, средних и тяжелых станков [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://izi.ua/p-2304722-vibroopory-ov-31mp-dlya-legkikh-srednikh-i-tyazhelykh-stankov>.

11. Правильний вибір віброопори, віброізоляція верстатів і промислового устаткування [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://jak.koshachek.com/articles/pravilnij-vibir-vibrooporami-vibroizoljacija.html>.

12. Как подобрать виброопоры и виброподушки для станков и оборудования [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://stanokgid.ru/osnastka/vibroopory-dlya-oborudovaniya.html>.

13. Анализ технологичности изготовления виброопор [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://gigabaza.ru/doc/43358.html>.

14. Расчет пружинных виброизоляторов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://studfile.net/preview/5780931/page:6>.

References

1. Kaminskaya, V.V., Reshetov, D.N. (1975). *Foundations and installation of metal-cutting machines [Fundamenty i ustanovka metallozhushchikh stankov]*. Mashinostroenie.

2. Kaminskaya, V.V., Isaeva, V.A. (1985). *Ustanovka metallozhushchikh stankov: metodicheskiye rekomendatsii [Installation of metal-cutting machines: guidelines]*. VNIITEMP.

3. Orlikov, M.L. (1989). *Dinamika stankov [Dynamics of machine tools]*. Vyshcha shkola. Golovnoe izd-vo.

4. TSNIISK im. V. A. Kucherenko. (1972). *Rukovodstvo po proektirovaniu vibroizoljatsii mashin i oborudovaniia [Guidelines for the design of vibration isolation of machines and equipment]*. Stroyizdat.

5. Gavrilin, A.N., Moyzes, B.B. (2014). *Diagnostika tekhnologicheskikh sistem [Diagnostics of technological systems]* (Vol. 2). Tomskiy politekhnicheskiiy universitet.

6. Riabov, S.A., Glinka, A.S. (2012). *Ustanovka i montazh metallozhushchikh stankov [Installation and installation of metal-cutting machines]*. KuzGTU.

7. Komkin, A.I. (2004). Vibratsiia. Vozdeistvie, normirovanie, zashchita [Vibration. Impact, rationing, protection]. *Prilozhenie k zhurnalu Bezopasnost zhiznedeiatelnosti – Published in the appendix to the journal Life Safety*, (5).

8. *Pruzhynni vibroopory Vibrofix Spring [Vibrofix Spring Vibrofix springs]*. <https://xn--80asijdc.com.ua/ua/p436456697-pruzhinnye-vibroopory-vibrofix.html>.

9. *Vibroopory pod lyuboy tip oborudovaniya vesom ot 20 kg do 20 tonn [Vibration supports for any type of equipment weighing from 20 kg to 20 tons]*. <https://gb-trade.com.ua/ua>.

10. *Vibroopory OV-31MP dlya legkikh, srednikh i tyazhelykh stankov [OV-31MP vibration mounts for light, medium and heavy machines]*. <https://izi.ua/p-2304722-vibroopory-ov-31mp-dlya-legkikh-srednikh-i-tyazhelykh-stankov>.

11. *Pravylnyi vybir vibroopory, vibroizoljatsiia verstativ i promyslovoho ustakuvannia [Correct choice of vibration support, vibration isolation of machine tools and industrial equipment]*. <https://jak.koshachek.com/articles/pravilnij-vibir-vibrooporami-vibroizoljacija.html>.

12. *Kak podobrat vibroopory i vibropodushki dlya stankov i oborudovaniia [How to choose vibration supports and vibration cushions for machine tools and equipment]*. <https://stanokgid.ru/osnastka/vibroopory-dlya-oborudovaniya.html>.

13. *Analiz tekhnologichnosti izgotovleniya vibroopor [Analysis of the manufacturability of the manufacture of vibration mounts]*. <https://gigabaza.ru/doc/43358.html>.

14. *Raschet pruzhinnykh vibroizolyatorov [Calculation of spring vibration isolators]*. <https://studfile.net/preview/5780931/page:6>.

Отримано 05.06.2022

Iryna Verba¹, Oleksandr Danylenko², Nazar Porhun³

¹PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Machine Design
National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” (Kyiv, Ukraine)
E-mail: verba.dan@gmail.com, **ORCID** <http://orcid.org/0000-0003-1891-7215>, **ResearcherID:** [ABM-1532-2022](https://publons.com/urn:li:member:1532-2022)

²PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Machine Design
National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” (Kyiv, Ukraine)
E-mail: alednlk@gmail.com, **ORCID** <https://orcid.org/0000-0001-6585-7724>, **ResearcherID:** [ABN-8993-2022](https://publons.com/urn:li:member:8993-2022)

³bachelor's Degree in Specialty 131 “Applied mechanics” educational professional program “Technologies of computer design of machine tools, robots and machinery”
National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” (Kyiv, Ukraine)
E-mail: nazar.porhyn.07@gmail.com

**HOW TO CHOOSE VIBRATION SUPPORTS
FOR THE MACHINE? THE QUESTION WITHOUT THE ANSWER**

The article contains a scientific and methodical study on the installation of machines tool and other equipment directly on antivibration supports and the selection of specific types of these supports based on comparative evaluation and with confirmation of their compliance with operational requirements. The results of the research are relevant and can be applied by engineering and technical workers of machinery manufacturing plant in the case of modernization of existing equipment, primarily at small enterprises, since the solution of the problem should not involve complex dynamic studies and calculations that require appropriate specialists and equipment.

The main attention is paid to consideration of different types of antivibration supports. The correct choice of supports makes it possible to isolate the equipment from the action of internal (caused by the design of the machine tool and the cutting process itself) and external vibrations and to ensure both the accuracy of the relative location and movement of the machine units, as well as the reduction of the level of elastic movements and amplitudes of oscillations. The best option is the experimentally based recommendation of the manufacturing plant regarding the suitability of the selected supports, but it is valid for new machines tool, and even then, the operating conditions are not properly considered. The analysis of information sources showed that, despite the presence of dynamic studies, the necessary information is missing or quite outdated and generalized, which allows it to be used as an estimate, but not as final. The recommendations need to be updated accordingly and reconciled with the requirements for modern machines tool.

Keywords: vibration support; vibration isolation; transmission of vibrations; foundation of the machine; elastic materials.

Fig.: 4. **References:** 14.