

*Г. Ю. МАРТИНЕНКО***КОНЦЕПЦІЯ ВІБРОГАСНОЇ ТА ВІБРОІЗОЛЮЮЧОЇ КОМПЛЕКСНОЇ ПАСИВНО-АКТИВНОЇ МАГНІТНОЇ ОПОРИ НА ОСНОВІ ПОВНОГО МАГНІТНО-ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ПІДВІСУ ВЕРТИКАЛЬНОГО ШТОК-ВАЛУ**

У статті розглянуто питання концептуального проектування віброгасної та віброізолюючої комплексної повністю магнітної опори пасивно-активного типу. В основу проекту цієї опори покладено повний комбінований магнітно-електромагнітний підвіс малорозмірного ротора з елементами керування. Даний підвіс практично реалізований у вигляді лабораторно-експериментальної установки з радіальними пасивними магнітними підшипниками з кільцевих рідкоземельних постійних магнітів і з осьовим керованим електромагнітним упорним підшипником з дзеркально розташованими відносно рухомого диска в осьовому напрямі сердечниками броньового типу. Віброгасні характеристики даного осьового підшипника можуть змінюватись активними опорами в ланцюгах електромагнітів або реалізацією певних заздалегідь визначених алгоритмів управління при виникненні підвищених вібрацій. Його віброізолюючі властивості можуть бути досягнуті створенням на силових характеристиках ділянок квазінульової жорсткості, що також забезпечується вибором закону управління. Для доказу цієї можливості пошук таких силових та жорсткісних характеристик у роботі здійснено за допомогою числового математичного моделювання. Показано, що за рахунок застосування у системі управління осьовим положенням диска відповідного закону управління силовими електромагнітами дана електромеханічна опора дозволяє забезпечувати необхідні віброгасні та віброізолюючі характеристики. Концептуально показано, що у разі вертикального розташування валу даний магнітний підвіс може розглядатися в цілому як пасивно-активна віброгасна та віброізолююча комплексна опора або вантажу, розташованого зверху, або підвішеного знизу тіла. Тоді ротор може розглядатися як необертаний шток-вал, який утримує віброізолюваний вантаж. Досліджено можливість числового визначення потрібних силових та жорсткісних характеристик залежно від параметрів осьової електромагнітної опори та системи управління. Показано відмінні риси, властиві застосованому при розв'язанні поставленої задачі числовому алгоритму, з аналізом їх впливу на точність симуляції. Наведено результати аналізів з їхньою верифікацією. Таким чином, концептуально підтверджено можливість використання повного магнітно-електромагнітного підвісу модельного ротора в цілому як віброгасної та віброізолюючої комплексної повністю магнітної опори пасивно-активного типу. При відносно великій масі та габаритах віброізолюваного об'єкта можливе застосування кількох таких комплексних опор в узгодженій комбінації за рахунок введення перехресних зв'язків у систему керування осьовими електромагнітними опорними елементами.

Ключові слова: віброгасіння, віброізоляція, магнітний підвіс, система управління, силові характеристики, квазінульова жорсткість.

*G. Yu. MARTYNENKO***THE CONCEPT OF VIBRATION-DAMPING AND VIBRATION-ISOLATION COMPLEX PASSIVE-ACTIVE MAGNETIC SUPPORT BASED ON A COMPLETE MAGNETIC-ELECTROMAGNETIC SUSPENSION OF A VERTICAL ROD-SHAFT**

The article considers the issues of conceptual design of a complex vibration-damping and vibration-isolation fully magnetic support of a passive-active type. The project of this support is based on a complete combined magnetic-electromagnetic suspension of a small-sized rotor with control elements. This suspension is practically implemented in the form of a laboratory-experimental rig with radial passive magnetic bearings made of ring rare-earth permanent magnets and with an axial controlled electromagnetic thrust bearing with armored-type cores located in a mirror-like manner relative to the movable disk in the axial direction. The vibration damping characteristics of this axial bearing can be varied by changing the active resistances in the electromagnet circuits or by implementing pre-defined control algorithms when increased vibrations occur. Its vibration-isolation properties can be achieved by creating quasi-zero stiffness sections on the force characteristics, which is ensured by the choice of the control law. To prove this possibility, the search for such force and stiffness characteristics in the work was carried out using numerical mathematical modeling. It has been demonstrated that, due to the use of a corresponding law for controlling power electromagnets in the disk axial position control system, this electromechanical support allows for the required vibration-damping and vibration-isolation characteristics to be provided. It is conceptually shown that in the case of a vertical shaft arrangement, this magnetic suspension can be considered as a whole as a passive-active vibration-damping and vibration-isolation complex support for either a load located above or a body suspended below. The rotor can then be considered as a non-rotating rod-shaft that holds the vibration-isolated load. The possibilities of numerical determination of the required force and stiffness characteristics depending on the parameters of the axial electromagnetic support and control system are investigated. The distinctive features of the numerical algorithm used to solve the problem are shown, with an analysis of their influence on the accuracy of the simulation. The results of the analyses and their verification are presented. Thus, the possibility of using a complete magnetic-electromagnetic suspension of a model rotor as a whole as a vibration-damping and vibration-isolation complex fully magnetic support of a passive-active type has been conceptually confirmed. With a relatively large mass and dimensions of the vibration-isolated object, it is possible to use several such complex supports in a coordinated combination by introducing cross-connections into the control system of the axial electromagnetic support elements. With a relatively large mass and dimensions of the vibration-isolated object, it is possible to use several such complex supports in a coordinated combination by introducing cross-connections into the control system of the axial electromagnetic supporting elements.

Keywords: vibration damping, vibration isolation, magnetic suspension, control system, force characteristics, quasi-zero stiffness.

Вступ. Одним із головних питань при створенні та експлуатації машин, механізмів, пристроїв, приладів та апаратури різного призначення є зниження або навіть виключення можливих вібрацій окремих конструктивних елементів чи конструкції в цілому [1]. Такі механічні вібрації обумовлені різними динамічними діями [2], які можуть породжуватися робочими режимами складових частин, як, наприклад, ротор або вал вентилятора, турбогенератора чи

турбокомпресора із залишковим дисбалансом. Також вони можуть бути викликані зовнішніми факторами (землетрусом, пересуванням опорної автоплатформи по нерівній дорозі, попаданням плавзасобу в штормові умови або літального апарату в зони турбулентності, ударними діями різної природи). У всіх цих випадках збудження моно- або полігармонічних механічних коливань (вібрацій) з великими амплітудами, особливо на резонансних режимах, може

привести до руйнування чи пошкодження основних конструктивних елементів. Такі конструктивні елементи найчастіше є об'єктами віброізоляції чи віброгасіння. Мета цього процесу полягає у тому, щоб не передати енергію коливань, що проходить через міцніші складові компоненти конструкції від джерела до найвразливішого робочого або виконавчого елементу. Цим елементом може бути ротор турбомашини з робочими колесами, вимірювальний прилад на основі або платформі, зброя, що вимагає точного наведення, ліжко мобільного шпиталю тощо.

Нині створюються та широко використовуються нові типи віброгасників та віброізоляторів, у тому числі, на основі принципу квазінульової жорсткості, для вібраційного захисту пристроїв, апаратури, вантажів та людей від динамічних діянь у надзвичайних умовах. Тому дана тематика є актуальною у різних галузях протягом усього періоду розвитку технічних пристроїв, у тому числі й зараз.

Огляд літературних джерел інформації за тематикою. Для досягнення описаної мети застосовуються два основні підходи – віброгасіння та віброізоляція [3]. Віброгасіння або динамічне гасіння – це введення у коливальну систему додаткової маси або збільшення жорсткості системи. Для динамічного гасіння коливань використовуються динамічні віброгасники різного типу: пружинні, ударні, маятникові, ексцентрикові, гідравлічні та інші. Ці елементи можуть бути пасивного або активного типу [4; 5]. Недоліком динамічного віброгасника є те, що він діє лише за певної частоти, що відповідає його резонансному режиму коливань. Цю проблему дозволяють вирішити електромагнітні демпфери за рахунок реалізації певного закону управління [6], що дозволяє змінювати механічну жорсткість та/або демпфуючі властивості (наприклад, зміною активного опору в ланцюгах електромагнітів для перетворення більшої кількості кінетичної енергії в теплову). Віброізоляція здійснюється шляхом встановлення віброізоляторів між джерелом вібрації та об'єктом ізоляції [3; 4]. Серед них також є віброізолятори, що базуються на електромагнітній взаємодії, і вони також можуть бути активного або пасивного типу [7]. Окремим класом віброізоляторів є віброізоляційні системи з квазінульовою жорсткістю (КНЖ) [8]. Віброізолятори цього типу реалізують характеристику КНЖ, поєднуючи компоненти з додатною жорсткістю та компоненти з від'ємною жорсткістю. У цьому випадку додавання нелінійних силових характеристик двох компонентів дає можливість створювати на сумарних силових характеристиках ділянку нульової жорсткості, які відповідають робочому положенню об'єкта віброізоляції. Це дозволяє ефективно ізолювати низькочастотні вібрації, забезпечуючи достатню несну здатність і підтримуючи стійкість системи. Такі системи застосовуються зараз при надточному виробництві та при різних точних вимірах, при аерокосмічному виявленні, при штатній та позаштатній роботі або доставці зброї [9], обладнання чи людей, наприклад, в екстремальних

умовах за вибухової небезпеки. Пасивні віброізолюючі системи КНЖ в основному включають механічні пружини, попередньо вигнуті балки, геометрично нелінійні структури, електромагнітні та магнітні структури з постійних магнітів, біо-натхненні структури та композитні конструкції [3; 10]. Для магнітних елементів від'ємної жорсткості використовується спеціальне розташування магнітів, що дозволяє легко контролювати характеристику від'ємної жорсткості. Активні та напівактивні елементи КНЖ, в основному, є електромагнітними пристроями, що можуть краще адаптуватися до різних умов на основі зворотного зв'язку по переміщенню [11].

Таким чином, одним із прогресивних механізмів побудови систем віброгасіння або віброізоляції є застосування некерованих та керованих, тобто пасивних чи активних, магнітних чи електромагнітних елементів для забезпечення необхідних демпфуючих чи силових характеристик [12]. До демпферів, заснованих на таких принципах, відносяться вихрострумові та катушкові демпфери, демпфери на постійних магнітах, активні та напівактивні електромагнітні демпфери (ЕМД). При цьому активні ЕМД використовують системи управління для активного регулювання демпфуючої сили, у той час як напівактивні ЕМД використовують, наприклад, змінний резистор або інший метод зміни демпфування. Задачею електромагнітної системи віброгасіння та/або віброізоляції, як і системи, заснованої на інших фізичних принципах, є перетворення кінетичної енергії механічних коливань на інший вид енергії, наприклад, у теплову.

Принцип роботи ізолятора з квазінульовою жорсткістю продемонстровано на рис. 1, а–б. Елемент додатної жорсткості (ДЖ) з'єднується з елементом від'ємної жорсткості (ВЖ) та в межах діапазону робочих переміщень $[x_1, x_2]$ утворює ділянку нульової жорсткості. Ця ділянка визначається статичним навантаженням, тобто вагою об'єкта віброізоляції. У цьому випадку при динамічному збудженні основи вібрація не передається через віброізолятор.

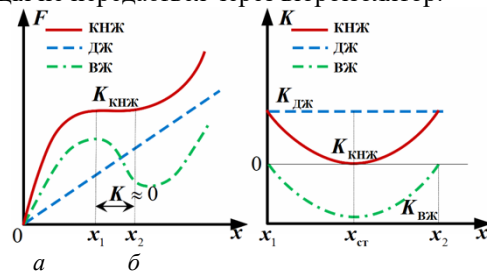


Рис. 1 – Принцип дії віброізолятора КНЖ: а) залежність сили F від переміщення x ; б) залежність жорсткості K від переміщення x

Електромагнітні демпфери, віброгасники та віброізолятори, у тому числі КНЖ, є за своєю суттю мехатронними системами та проектуються на основі симуляцій у різний спосіб та за допомогою різних засобів. Наприклад, у роботі [13] застосовані аналітичні та числові підходи для порівняльної оцінки характеристик деяких електромагнітних демпферів чи

віброгасників з розглядом різних конструктивних рішень. Загалом аналітичні та числові методи також використовуються і для математичного моделювання та визначення властивостей і характеристик напівактивних та активних віброізоляторів.

В обох випадках – і при застосуванні принципів віброгасіння, і при застосуванні механізмів віброізоляції, завжди гостро постає питання точного параметричного визначення характеристик віброгасників або віброізоляторів, що створюються під конкретну систему. Дані дослідження присвячені розробці концептуальної схеми побудови та моделі віброгасної та віброізолюючої комплексної пасивно-активної магнітної опори на основі існуючого повного магнітно-електромагнітного підвісу з елементами керування модельного горизонтального ротора в лабораторно-експериментальному виконанні.

Мета та об'єкт досліджень. Метою досліджень є вивчення концептуальних можливостей використання одного із варіантів повного пасивно-активного магнітно-електромагнітного підвісу для отримання комплексного віброгасного та віброізолюючого опорного конструктивного елементу широкого спектру застосування, базуючись на числовій оцінці характеристик опори з урахуванням керованості електромагнітних процесів.

Об'єктом досліджень є один із видів осьової керованої електромагнітної опори. Дана опора практично реалізована у вигляді упорного підшипника в лабораторно-експериментальній установці повного комбінованого магнітно-електромагнітного підвісу ротора. Вона являє собою диск на валу, який розташований між двома симетричними сердечниками броньового типу [14]. Установка представлена на рис. 2, а схема системи управління цією опорою як осьовим активним магнітним підшипником (АМП) показана на рис. 3 разом із силовими характеристиками радіальних кільцевих пасивних магнітних підшипників (ПМП) із рідкісноземельних матеріалів (сплав NdFeB). Повні магнітні підвіси роторів широко застосовуються у різних машинах, наприклад, турбокомпресорах газоперекачувальних агрегатах тощо, а ця установка створювалася для дослідження можливості заміни радіальних активних магнітних підшипників на пасивні, а також для вивчення впливу різних динамічних збуджень.

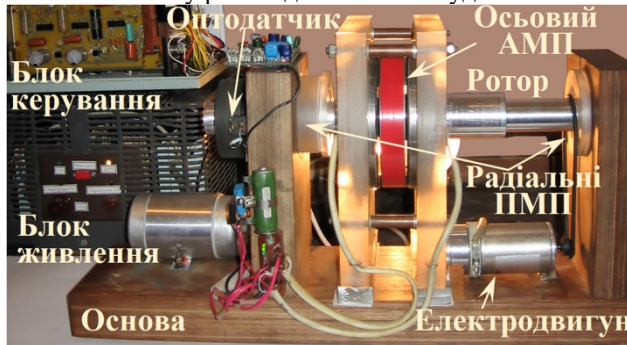


Рис. 2 – Лабораторно-експериментальна установка комбінованого магнітно-електромагнітного підвісу модельного ротора

Лабораторно-експериментальна установка має такі параметри конструктивних елементів: маса ротора $m=2,5$ кг; відстань від лівого та правого ПМП до центру ваги ротора відповідно $l_1=0,107$ та $l_2=0,177$ м; зазор у радіальному ПМП $\delta_r=5,5 \cdot 10^{-3}$ м. Статорне та роторне кільця ПМП товщиною 10,5 мм та діаметрами 58 і 40 та 29 і 15 мм виготовлені зі сплаву NdFeB. Осьовий АМП представлено на рис. 4. Він має наступні параметри: зовнішній та внутрішній діаметри електромагнітів (ЕМ) 3 та 4 – 0,12 та 0,05 м; довжина кожного ЕМ 3 і 4 в осьовому напрямі – 0,021 м; зовнішній та внутрішній діаметри обмоток 5 – 0,1 та 0,07 м; кількість витків обмоток – 300; активні опори обмоток ЕМ $r_{cl,2}=5$ Ом; товщина диска 2 на валу 1 – 0,02 м; номінальний зазор з кожного боку від диска – $\delta_a=3$ мм; базова напруга управління $U_0=24$ В, частота управління 300-400 Гц [14].

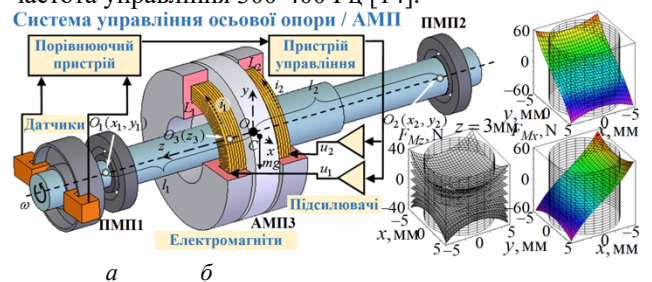


Рис. 3 – Повний магнітно-електромагнітний підвіс модельного ротора:
а – структурна схема системи управління осьового АМП (осьової опори); б – силові характеристики радіальних ПМП

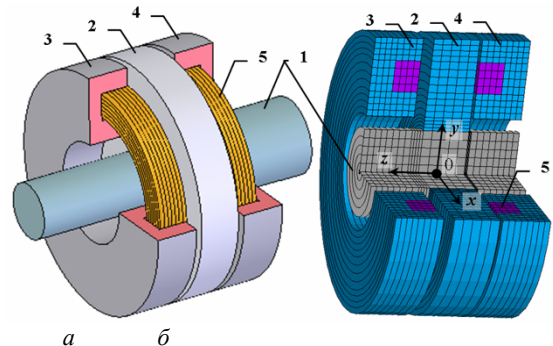


Рис. 4 – Моделі осьового упорного АМП (осьової опори):
а – геометрична модель із центрально розташованим диском; б – скінченноелементна модель зі зміщеним диском

Варіантне числове визначення і дослідження характеристик осьової керованої опори. Для розрахунку силових та жорстких характеристик осьової електромагнітної опори можуть бути використані різні підходи. Найбільш практичними є аналітичні та числові методи. Кожен з них має свої переваги та недоліки, але числові підходи дозволяють якісно симулювати стани та процеси з урахуванням об'ємного розподілу структури. Тому для обчислень далі застосовується метод скінченних елементів [15].

Для коректного знаходження залежностей відновлювальних сил від переміщення диска і струмів в обмотках електромагнітів опори повинен враховуватися закон управління. Для установки

(рис. 2, 3) управління підпорядковується закону у вигляді квадратичних залежностей середніх напруг $u_{c1,2}$ на обмотках АМП, які забезпечують задану зміну середніх струмів $i_{c1,2}$ відповідно до прийнятого параметра управління k_i (без урахування сталої часу зміни струмів в обмотках ЕМ через індуктивність):

$$i_{c1,2} = \frac{(i_{\max} - 2i_{\min})z_3^2}{2\delta_a^2} \mp \frac{i_{\max}z_3}{2\delta_a} + i_{\min}, \quad u_{c1,2} = r_{c1,2} i_{c1,2},$$

де $i_{\max} = U_0 / r_{c1,2}$, $r_{c1} = r_{c2}$, $i_{\min} = k_i i_{\max}$. (1)

Струм зміщення $i_{\min}$ в (1) не може дорівнювати 0, оскільки його значення створює переднатяг і забезпечує необхідну жорсткість у положенні рівноваги (при центральному положенні диску).

Стратегія числового визначення магнітних сил заснована на застосуванні скінченноелементного підходу та розв'язанні задачі магнітостатики в вісесиметричній постановці для конкретного осевого положення диска на валу з використанням скінченноелементної моделі з плоскопаралельним повітряним робочим зазором, що наведено на рис. 4б [15]. Задача магнітостатики розв'язується шляхом мінімізації нелінійного функціоналу магнітної енергії, що асоціюється із вектором магнітного потенціалу. Магнітна сила обчислюється за тензором натягу Максвелла. У цю модель до скінченних елементів твердих тіл додаються ще елементи, що моделюють повітря у зазорах та пазах, а також навколо усіх частин (всього понад 2000). Модель забезпечує відносну похибку <1%. На зовнішніх границях повітря встановлюються умови нескінченності. Навантаження задається як густина струму в елементах, що моделюють обмотки обох електромагнітів з урахуванням напрямку кожного з них. Густина струму в кожній обмотці відповідає значенню струму, що визначається за законом управління для конкретного зміщення диска. У цьому випадку математична модель формується відносно компонент векторного магнітного потенціалу. В результаті визначаються просторові розподіли модулів векторів магнітної індукції та напруженості магнітного поля. Магнітні сили розраховуються за тензором натягу Максвелла або з використанням принципу віртуальної роботи. Силова характеристика будується за результатами аналізу для різних положень диска у межах повного зазору з використанням апроксимації нелінійним поліномом непарного ступеня за дискретними розрахунковими значеннями. Жорсткість визначається як перша похідна від сили за напрямом із зворотним знаком, тобто $K_M = -\partial F_M / \partial z$.

На рис. 5а, б та 5в, г представлені силові та жорсткісні характеристики осевої активної магнітної опори при вихідних параметрах закону управління (1) з апроксимацією поліномами третього та п'ятого ступенів відповідно. Порівняння експериментальних та розрахункових апроксимованих значень дало відносну різницю менше 1% саме для апроксимації поліномом п'ятого ступеня, тому у подальших дослідженнях використовувався саме цей підхід. На

рис. 6 наведені ті ж результати, але при різних значеннях базової керуючої напруги при використанні широтно-імпульсної модуляції в системі управління [14]. Показано, що зміною базової напруги живлення можна домогтися наявності ділянок квазінульової жорсткості. Окрім того, такий результат досяжний ще і за рахунок спеціально підібраних залежностей середніх токів або напруг від переміщення диска в законі управління [16]. При цьому числовий підхід до пошуку потрібних характеристик осевої електромагнітної керованої опори забезпечує достатню точність, оскільки дозволяє урахувати всі особливості магнітних ланцюгів, як основні потоки по ділянках магнітопроводу рухомих і нерухомих частин та повітряних зазорах, а також паразитні потоки та потоки розсіювання тощо.

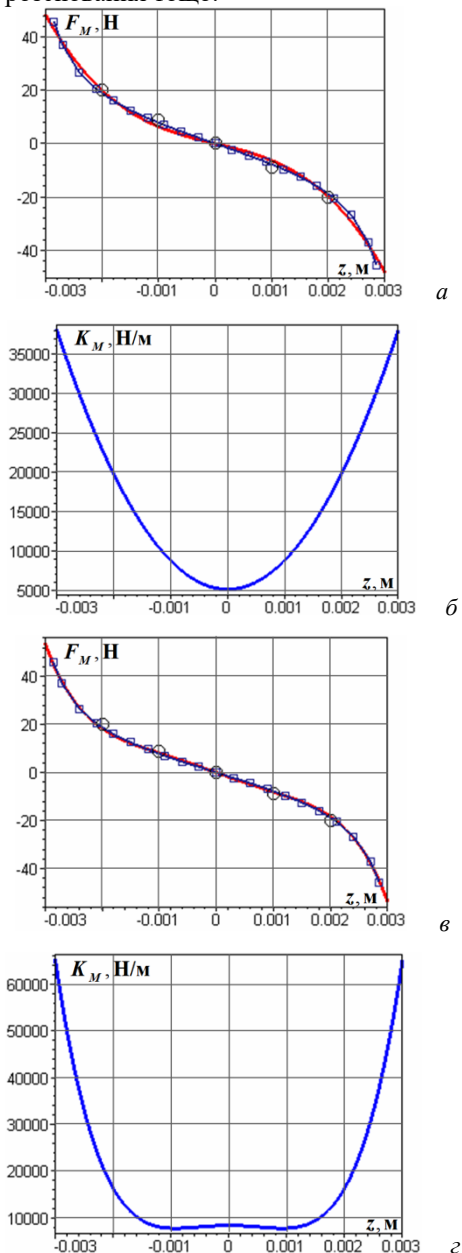


Рис. 5 – Залежність характеристик осевої активної магнітної опори від переміщення диска при вихідних параметрах закону управління (○ – експериментальні та □ –

розрахункові дані) з апроксимацією поліномом 3 та 5 ступеня (а, б та в, з відповідно):
а, в – магнітна сила; б, з – жорсткість

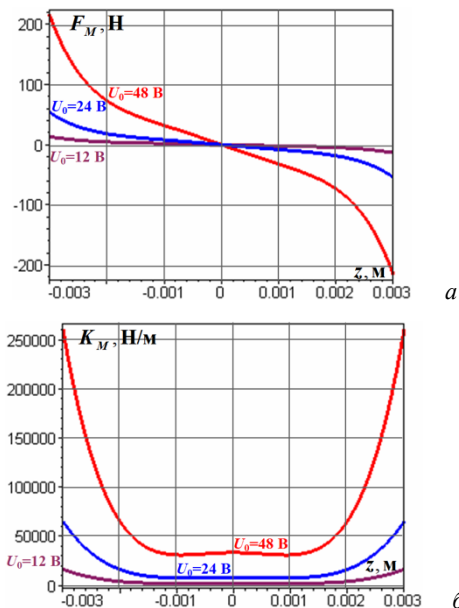


Рис. 6 – Залежність характеристик осьової активної магнітної опори від переміщення диска при різних параметрах закону управління:
а – магнітна сила; б – жорсткість

Концептуальне проектування віброгасної та віброізолюючої комплексної пасивно-активної магнітної опори. Результати розрахунків, подані на рис. 6 доводять можливість використання магнітно-електромагнітного пасивно-активного підвісу (рис. 2 та 3) як комплексної опори квазінульової жорсткості. При вертикальному розташуванні валу, як показано на рис. 7, даний магнітний підвіс може розглядатися у цілому як пасивно-активна віброгасна і віброізолююча комплексна опора або вантажу, розташованого зверху, або підвішеного знизу тіла. Тоді ротор є шток-валом, що не обертається, який утримує віброізолюваний вантаж.

У разі конструктивних або експлуатаційних особливостей тіла, що спирається або підвішується, шток-вал може повертатися навколо осі. У цьому випадку така комплексна опора є своєрідним упорним підп'ятником.

У такому разі вага шток-валу та утримуваного об'єкта віброгасіння та віброізоляції компенсується за рахунок струму зміщення у верхній обмотці, тобто забезпечується певною постійною різницею середніх струмів i_{c1} та i_{c2} у верхній та нижній обмотках відповідно. Це враховується у законі управління (1) як стала складова струмів зміщення. Крім цієї особливості як і раніше забезпечуватимуться силові та жорсткі характеристики з ділянками квазінульової жорсткості, подібні до представлених на рис. 6.

При цьому віброгасні характеристики даної осьової комплексної магнітної опори можуть змінюватися за допомогою варіювання активними опорами в ланцюгах електромагнітів [16] або реалізацією певних заздалегідь визначених алгоритмів

управління при виникненні підвищених вібрацій, як це відбувається у випадку роторів в активних магнітних підшипниках [17].



Рис. 8 – Лабораторно-експериментальна установка віброгасної та віброізолюючої комплексної пасивно-активної магнітної опори

Висновки. Таким чином, отримані результати підтверджують концептуальну можливість створення віброгасної та віброізолюючої комплексної пасивно-активної магнітної опори на основі повного магнітно-електромагнітного підвісу модельного ротора, з використанням його як вертикального шток-валу, на якому вантаж розташовується зверху або знизу.

Для цього у роботі розглянуто підхід до аналізу силових та жорсткісних характеристик керованої осьової магнітної опори (осьового АМП) з використанням чисельного алгоритму, в основі якого є метод скінчених елементів. Валідацію розрахункової моделі виконано співставленням з експериментальними даними розрахованої силових характеристики при вихідних значеннях параметрів.

На основі лабораторно-експериментальної установки комбінованого пасивно-активного магнітно-електромагнітного підвісу модельного ротора концептуально реалізовано варіант віброгасної та віброізолюючої комплексної магнітної опори. Розрахунковим шляхом доведено, що ця опора за рахунок своєї керованості може здійснювати як функції віброгасіння утримуваного об'єкта (пристрою, приладу, апаратури, небезпечних вантажів або людини), так і функції віброізоляції. У цьому випадку на основі попередніх досліджень постульовано, що віброгасіння забезпечується контрольованим і керованим активним опором в ланцюгах обмоток електромагнітів або реалізується з використанням спеціальних алгоритмів у системі управління, що є практично обґрунтованим підходом, оскільки

застосовується зараз у багатьох роторних машинах з роторами в активних магнітних підшипниках. У свою чергу, віброізолюючі властивості забезпечуються ділянками квазінульової жорсткості, що також реалізується прийнятим законом управління.

Також передбачається, що у разі необхідності ізоляції від вібрацій топологічно великих та важких об'єктів, допускається спільне (сумісне) використання кількох таких комплексних опор. У цьому випадку їхня синхронна робота може забезпечуватись за рахунок взаємних зв'язків у системах управління електромагнітних осевих опорних елементів або загальним управлінням для всіх таких елементів.

Фінансування. Автор хотів би подякувати Національному фонду досліджень України (грант №2023.03/0255) за підтримку і часткове фінансування.

Список літератури

1. De Silva C. W. Vibration Damping, Control, and Design / C. W. de Silva, ed. – CRC Press, 2007. – 634 p. <https://doi.org/10.1201/9781420053227>
2. Mei C. Mechanical Wave Vibrations: Analysis and Control / C. Mei. – John Wiley and Sons Ltd., 2023. – 432 p. <https://doi.org/10.1002/9781119135074>
3. Weber F. Efficient Damping and Isolation Systems for Civil Structures / F. Weber. – MDPI, 2023. – 194 p. <https://doi.org/10.3390/books978-3-0365-6560-6>
4. Kaul S. Modeling and Analysis of Passive Vibration Isolation Systems / S. Kaul, ed. – Elsevier, 2021. – 221 p. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819420-1.00010-8>
5. Baz A. M. Active and Passive Vibration Damping / A. M. Baz. – Wiley, 2019. <https://doi.org/10.1002/9781118537619>
6. Yusoff M.F.M. Development of empirical model for electromagnetic damping coefficient damper / M. F. M. Yusoff, A. Zaidi, S. Ishak, M. Awang, M. Md Din, A. Mukhtaruddin, M. Jefri, T. Sheng, A. Mukhtaruddin // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. – 2023. – Vol. 20. – Pp. 10536-10546. <https://doi.org/10.15282/ijame.20.2.2023.15.0813>
7. Zhang Q. Experimental study on the active control and dynamic characteristics of electromagnetic active-passive hybrid vibration isolation system / Q. Zhang, L. Zhu, Q. Dong, J. Sui, M. Sun, J. Wang, X. Yu // Applied Sciences (Switzerland). – 2023. – Vol. 13(19). – 10565. <https://doi.org/10.3390/app131910565>
8. Ma Z. Recent advances in quasi-zero stiffness vibration isolation systems: An overview and future possibilities / Z. Ma, R. Zhou, Q. Yang // Machines. – 2022. – Vol. 10(9), 813. <https://doi.org/10.3390/machines10090813>
9. Martynenko G. Numerical simulation of warhead transportation / G. Martynenko, K. Avramov, V. Martynenko, M. Chernobryvko, A. Tonkonozhenko, V. Kozharin // Defence Technology. – 2021. – Vol. 17(2). – Pp. 478-494. <https://doi.org/10.1016/j.dt.2020.03.005>
10. Thiagamani S. M. K. Vibration and Damping Behavior of Biocomposites / S. M. K. Thiagamani, M. Hoque, S. Krishnasamy, C. Muthukumar, S. Siengchin. – CRC Press, 2022. – 350 p. <https://doi.org/10.1201/9781003173625>
11. Chang Y. Theoretical and experimental investigations on semi-active quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber / Y. Chang, J. Zhou, K. Wang, D. Xu // International Journal of Mechanical Sciences. – 2022. – Vol. 214. – 106892. <https://doi.org/10.1016/j.ijmeosci.2021.106892>
12. Diez-Jimenez E. Review of passive electromagnetic devices for vibration damping and isolation / E. Diez-Jimenez, R. Rizzo, M. J. Gómez-García, E. Corral-Abad // Shock and Vibration. – 2019. – Vol. 2019. – Pp. 1-16. <https://doi.org/10.1155/2019/1250707>
13. Mohd Yusoff M. F. Simulation studies of vibration isolation using electromagnetic damper / M. F. Mohd Yusoff, A. M. Ahmad Zaidi, S. A. F. Ishak, M. K. Awang, M. F. Md Din // Jurnal Kejuruteraan SI. – 2021. – Vol. 4(2). – Pp. 119-126. [https://doi.org/10.17576/jukm-2021-si4\(2\)-18](https://doi.org/10.17576/jukm-2021-si4(2)-18)
14. Martynenko G. Combined rotor suspension in passive and active magnetic bearings as a prototype of bearing systems of energy rotary turbomachines / G. Martynenko, Y. Ulianov // Proceedings of the IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems. – 2019. – Pp. 90-93. <https://doi.org/10.1109/MEES.2019.8896571>
15. Volakis Jn. Finite Element Method for Electromagnetics / Jn. Volakis, A. Chatterjee, L. Kempel. – IEEE Press. – 1998. – 344 p. <https://doi.org/10.1109/9780470544655>
16. Martynenko G. Stability testing of control algorithms for active magnetic bearings to measurement errors occurrence on scale model of turbocompressor / G. Martynenko, L. Rozova // Proceedings of the 20th IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems. – 2021. Pp. 1-6. <https://doi.org/10.1109/MEES52427.2021.9598798>
17. Martynenko G. Rotor dynamics modeling for compressor and generator of the energy gas turbine unit with active magnetic bearings in operating modes / G. Martynenko, V. Martynenko // Proceedings of the 25th IEEE International Conference on Problems of Automated Electric Drive. Theory and Practice. – 2020. Pp. 1-6. <https://doi.org/10.1109/PAEP49887.2020.9240781>

References (transliterated)

1. De Silva C. W., ed. *Vibration Damping, Control, and Design*. CRC Press, 2007. 634 p. <https://doi.org/10.1201/9781420053227>
2. Mei C. *Mechanical Wave Vibrations: Analysis and Control*. John Wiley and Sons Ltd., 2023. 432 p. <https://doi.org/10.1002/9781119135074>
3. Weber F. *Efficient Damping and Isolation Systems for Civil Structures*. MDPI, 2023. 194 p. <https://doi.org/10.3390/books978-3-0365-6560-6>
4. Kaul S., ed. *Modeling and Analysis of Passive Vibration Isolation Systems*. Elsevier, 2021. 221 p. doi: 10.1016/c2019-0-00013-1 <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819420-1.00010-8>
5. Baz A. M. *Active and Passive Vibration Damping*. Wiley, 2019. <https://doi.org/10.1002/9781118537619>
6. Yusoff M.F.M., Zaidi A., Ishak S., Awang M., Md Din M., Mukhtaruddin A., Jefri M., Sheng T., Mukhtaruddin A. Development of empirical model for electromagnetic damping coefficient damper. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2023. Vol. 20. Pp. 10536-10546. <https://doi.org/10.15282/ijame.20.2.2023.15.0813>
7. Zhang Q., Zhu L., Dong Q., Sui J., Sun M., Wang J., Yu X. Experimental study on the active control and dynamic characteristics of electromagnetic active-passive hybrid vibration isolation system. *Applied Sciences (Switzerland)*. 2023, vol. 13(19). 10565. <https://doi.org/10.3390/app131910565>
8. Ma Z., Zhou R., Yang Q. Recent advances in quasi-zero stiffness vibration isolation systems: An overview and future possibilities. *Machines*. 2022, vol. 10(9), 813. <https://doi.org/10.3390/machines10090813>
9. Martynenko G., Avramov K., Martynenko V., Chernobryvko M., Tonkonozhenko A., Kozharin V. Numerical simulation of warhead transportation. *Defence Technology*. 2021, vol. 17(2), pp. 478-494. <https://doi.org/10.1016/j.dt.2020.03.005>
10. Thiagamani S. M. K., Hoque M., Krishnasamy S., Muthukumar C., Siengchin S. *Vibration and Damping Behavior of Biocomposites*. CRC Press, 2022. 350 p. <https://doi.org/10.1201/9781003173625>
11. Chang Y., Zhou J., Wang K., Xu D. Theoretical and experimental investigations on semi-active quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2022, vol. 214, 106892. <https://doi.org/10.1016/j.ijmeosci.2021.106892>
12. Diez-Jimenez E., Rizzo R., Gómez-García M. J., Corral-Abad E. Review of passive electromagnetic devices for vibration damping and isolation. *Shock and Vibration*. 2019, vol. 2019, pp. 1-16. <https://doi.org/10.1155/2019/1250707>
13. Mohd Yusoff M. F., Ahmad Zaidi A. M., Ishak S. A. F., Awang M. K., Md Din M. F. Simulation studies of vibration isolation using electromagnetic damper. *Jurnal Kejuruteraan SI*. 2021, vol. 4(2), pp. 119-126. [https://doi.org/10.17576/jukm-2021-si4\(2\)-18](https://doi.org/10.17576/jukm-2021-si4(2)-18)
14. Martynenko G., Ulianov Y. Combined rotor suspension in passive and active magnetic bearings as a prototype of bearing systems of energy rotary turbomachines. *Proceedings of the IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems*. Kremen-chuk, 2019, pp. 90-93. <https://doi.org/10.1109/MEES.2019.8896571>

15. Volakis Jn., Chatterjee A., Kempel L. *Finite Element Method for Electromagnetics*. New York: IEEE Press, 1998. 344 p. <https://doi.org/10.1109/9780470544655>
16. Martynenko G., Rozova L. Stability testing of control algorithms for active magnetic bearings to measurement errors occurrence on scale model of turbocompressor. *Proceedings of the 20th IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems*. Kharkiv, 2021, pp. 1-6. <https://doi.org/10.1109/MEES52427.2021.9598798>
17. Martynenko G., Martynenko V. Rotor dynamics modeling for compressor and generator of the energy gas turbine unit with active magnetic bearings in operating modes. *Proceedings of the 25th IEEE International Conference on Problems of Automated Electric Drive. Theory and Practice*. Kremenchuk, 2020, pp. 1-6. <https://doi.org/10.1109/PAEP49887.2020.9240781>

Надійшла (received) 04.06.2025

Прийнята до друку (accepted) 02.09.2025

Опублікована (published) 03.09.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Мартиненко Геннадій Юрійович (Martynenko Gennadii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Математичне моделювання та інтелектуальні обчислення в інженерії»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5309-3608>; e-mail: Gennadii.Martynenko@khpi.edu.ua