

Г. Мартиненко

Ст. наук. співр., канд. техн. наук,
Національний технічний
університет «ХПІ»,
м. Харків

УДК 534.07:621.822.527

КРИТИЧНІ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ РОТОРА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ МОДЕЛІ В ПАСИВНИХ РАДІАЛЬНИХ І АКТИВНОМУ ОСЬОВОМУ ПІДШИПНИКАХ

За допомогою числових експериментів з використанням методу скінченних елементів визначено частоти та форми власних коливань легкого ротора експериментальної моделі на комбінованому пасивно-активному магнітному підвісі. Жорсткість радіальних пасивних і осьового активного магнітних підшипників, яка є вихідними даними, визначена на основі експериментів і розрахунків. Вірогідність отриманих результатів доведена порівнянням значень критичних швидкостей обертання з експериментальними даними.

динаміка ротора, магнітний підшипник, критична швидкість

Магнітний підшипник (МП) є альтернативним варіантом опор роторних машин, який все частіше застосовують на практиці. Для підвищення роторів можна застосувати МП різних типів, серед яких МП на постійних магнітах (МППМ), електромагнітні резонансні підшипники, активні магнітні підшипники (АМП) та інші [1]. АМП — це керований електромеханічний пристрій, в якому стабілізація положення ротора здійснюється силами магнітного тяжіння, що діють на ротор з боку електромагнітів, напруга або струм керування в обмотках яких регулюється системою автоматичного керування за сигналами давачів переміщень ротора [2]. У системі керування використовують як аналогове, так і сучасніше цифрове оброблення сигналів. Радіальні й осьові МППМ можуть бути виконані за різними схемами. Одним зі способів конструктивного рішення для МППМ є використання двох або більше магнітних кілець [3]. Перевагою АМП є можливість варіювання жорсткістю опор в широкому діапазоні, що дає змогу забезпечувати стійкість руху

роторів у заданих межах збудовувальних динамічних навантажень.

МППМ, на відміну від АМП, не потребують джерел електроенергії, їм не потрібна система автоматичного регулювання, яка складає основну частину вартості АМП, але вони мають відносно низьку жорсткість, яка не може змінюватися в процесі експлуатації. До недоліків МППМ відносять неможливість створення повного підвісу роторів тільки з їх застосуванням. Це витікає з теореми Ірншоу і тверджень Браунбека [1]. Тому на практиці часто застосовують комбіновані магнітні підвіси, що використовують МППМ і АМП в різних конструктивних варіаціях. Однією з найраціональніших конструкцій комбінованого електромагнітного підвісу роторів є та, в якій кількість керованих ступенів вільності понижена з п'яти до однієї. Такий підхід є найперспективнішим у легких високооборотних роторних машинах.

1. Об'єкт дослідження та постановка задачі. Об'єктом дослідження у статті є експериментальна



Рис. 1. Експериментальна модель ротора на комбінованому магнітному підвісі

модель ротора на комбінованому магнітному підвісі, в якому стабілізація руху ротора у радіальному напрямі здійснюється за допомогою двох самоцентрувальних підшипників на двох постійних кільцевих магнітах з осью намагніченості, що реалізують підвіс за рахунок сил відштовхування [3]. В осьовому напрямі підвіс реалізується за допомогою осьового активного магнітного підшипника двосторонньої дії зі статорами у вигляді броньових сердечників [2]. Конструкція експериментальної моделі наведена на рис. 1.

Ця модель включає основу з чотирма стійками для кріплення нерухомих кілець радіальних МППМ і статорів осьового АМП, а також сам ротор з дюралюмінію, на якому розташовані диск осьового АМП з феромагнітного матеріалу, кільцеві постійні магніти радіальних МППМ та диск вимірювальної системи. На основі розміщено блок керування осьовим АМП і електродвигун, а на стійках радіальних МППМ — оптичні давачі вимірювальної системи положення ротора. Статори осьового АМП виконані зі сталі, кожен з двома полюсами — внутрішнім і зовнішнім. Між полюсами статорів АМП у циліндричних пазах розміщені обмотки керування. При центральному положенні ротора центри мас рухомих і нерухомих кільцевих магнітів збігаються, а диск знаходиться посередині між статорами.

Такий підвіс заслуговує на увагу, зважаючи на відносну простоту реалізації і ефективність роботи. Його можна з успіхом використовувати в машинах і електродвигунах малої і середньої потужностей. Його особливістю є висока надійність і відносно низька вартість порівняно з підвісом, в якому використовують АМП для стабілізації за п'ятьма ступенями вільності.

У статті сформульована й розв'язана задача з визначення критичних швидкостей обертання ротора на комбінованому магнітному підвісі за допомогою методу скінченних елементів. Вірогідність результатів розрахунків підтверджується експериментальними даними.

2. Методика числового визначення критичних швидкостей ротора на магнітних підшипниках. Визначення критичних швидкостей обертання ротора на комбінованому магнітному підвісі проводиться шляхом

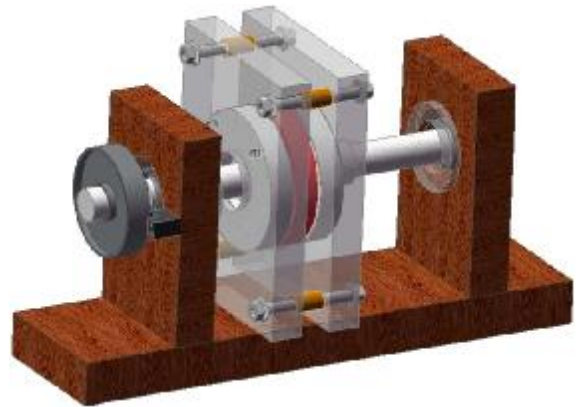


Рис. 2. Геометрична твердотіла модель експериментальної установки

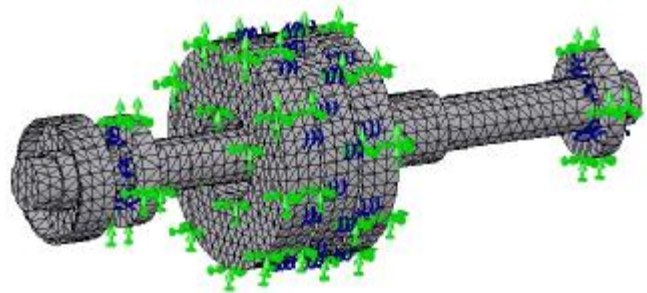


Рис. 3. Розрахункова модель ротора експериментальної установки на магнітних підшипниках

виконання аналізу власних коливань методом скінченних елементів. Геометрична частина розрахункової моделі включає тільки твердотілу модель ротора зі всіма навісними елементами, яка є частиною повної твердотілої моделі установки, поданої на рис. 2.

Розрахункова модель ротора зображена на рис. 3. У ній для апроксимації твердотілих об'єктів застосовано об'ємні тетрадральні квадратичні скінченні елементи. На поверхнях сполучення нерухомих кільцевих постійних магнітів і статорів осьового АМП зі стійками накладені обмеження за всіма ступенями вільності, що відповідають лінійним переміщенням. Сили магнітної взаємодії між частинами магнітних підшипників моделюються пружними елементами зі сталими значеннями жорсткостей у зв'язку з лінійністю задачі про власні коливання.

Вибір значень жорсткості для кожного типу магнітного підшипника проводиться на основі аналізу силових і жорсткісних характеристик. Так, для радіального магнітного підшипника на двох постійних кільцевих магнітах силова характеристика є жорсткою, а залежність коефіцієнта жорсткості (квазіпружного коефіцієнта) від радіального зміщення в межах номінального зазору (5 мм) в обидві сторони відносно центрального положення

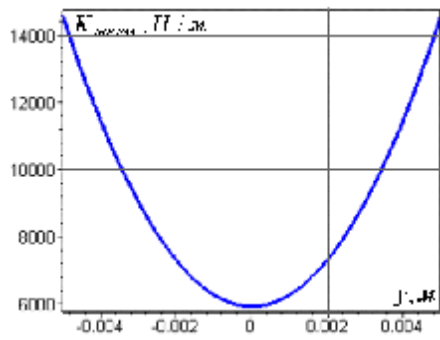


Рис. 4. Залежність квазіпружних коефіцієнтів МППМ від радіального зміщення рухомого магніту

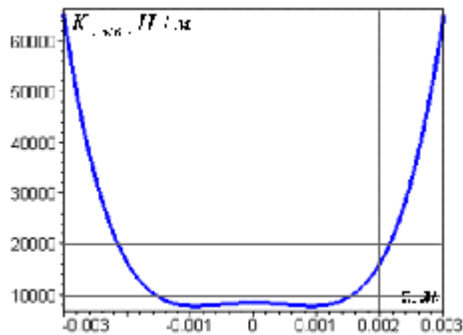


Рис. 5. Залежність квазіпружних коефіцієнтів АМП від аксіального зміщення ротора

рухомого кільця описується квадратичним поліномом [3], графік якого наведено на рис. 4.

Для осьового АМП при заданому законі керування залежність коефіцієнта жорсткості від аксіального зміщення в межах номінального зазору (3 мм з кожної сторони) описується поліномом четвертого степеня. Його графік зображено на рис. 5.

При нульовому відхиленні коефіцієнт жорсткості МППМ дорівнює приблизно 6 кН/м, при відхиленні, що складає половину номінального зазору, — 8,5 кН/м, при відхиленні на величину зазору — 14 кН/м. Для АМП у межах відхилень від нуля до половини зазору коефіцієнт жорсткості змінюється в діапазоні від приблизно 7,7 до 9,5 кН/м, а при відхиленні на величину, близьку до значення зазору, дорівнює приблизно 60 кН/м. Вказані характеристики підтверджені експериментально [3].

На основі аналізу залежностей коефіцієнтів жорсткості й оцінки максимальних відхилень, що виникають при розгоні ротора експериментальної моделі, були обрані значення жорсткостей магнітних підшипників рівні 7,25 і 8,6 кН/м відповідно для радіального МППМ і осьового АМП. Коректність вибору цих значень перевірена розрахунком статичного прогину ротора від дії сили тяжіння, результати якого збігаються з експериментальними даними. Вони наведені на рис. 6.

3. Результати розрахункових досліджень. Числове розв'язання задачі про власні коливання дало можливість визначити нижній спектр частот системи «ротор на комбі-

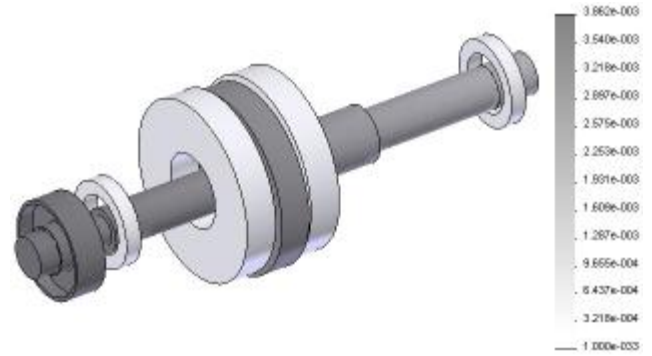


Рис. 6. Статичне відхилення ротора за дії сили тяжіння (сумарні переміщення, м)

Таблиця 1

Результати розрахунків

Номер ВЧ	Власна частота, Гц	Критична швидкість, об/хв	Форма власних коливань
1	0		
2	9,08	544,80	
3	9,08	544,80	Рис. 7
4	9,35	561,00	Рис. 8
5	21,71	1302,60	
6	21,71	1302,60	Рис. 9
7	254,30	15258,00	
...
14	753,05	45183,00	
15	790,03	47401,80	Рис. 10
...
19	1363,00	81780,00	Рис. 11

нованому магнітному підвісі». Результати розрахунків зведені в табл. 1. З неї видно, що значення власних частот (ВЧ), що відповідають формам коливань ротора як твердого тіла, лежать у діапазоні 9 — 22 Гц, а критичних швидкостей обертання — 540—1303 об/хв.

Форми власних коливань ротора як абсолютно твердого тіла подані на рис. 7 — рис. 9. Взагалі, при аналізі результатів розрахунків виявлено, що перша форма власних коливань відповідає обертальному руху ротора навколо його осі, і тому перша власна частота є нульовою. Частоти власних коливань ротора як абсолютно твердого тіла мають номери з 2 по 6.

При цьому частоти другої і третьої форм збігаються. Вони рівні 9,08 Гц, а самі форми описують поступальні коливання ротора в горизонтальній і вертикальній площинах. Близько до цих частот лежить власна частота, якій відповідає форма поступальних коливань ротора в осьовому напрямі (див. табл. 1). Відмінність складає менше 0,3 Гц (близько 3 %).

У наведеному випадку, очевидно, що результат розрахунку, а саме порядок власних форм у спектрі, дуже чутливий до вибору жорсткості радіальних і осьової опор і в реальності може бути іншим. Частоти п'ятої і шостої форм також збігаються за значеннями і відповідають

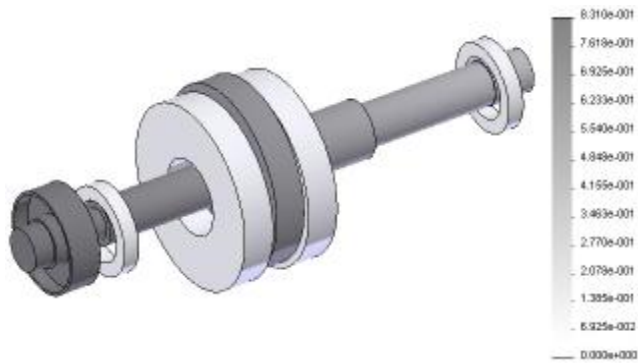


Рис. 7. Форма власних поступальних коливань ротора як твердого тіла у радіальному напрямі (сумарні переміщення)

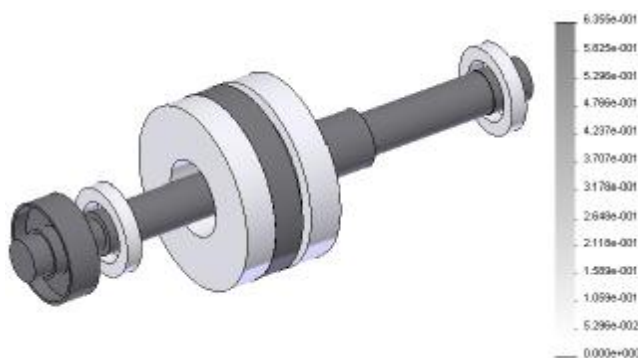


Рис. 8. Форма власних коливань ротора як твердого тіла в осьовому напрямі (сумарні переміщення)

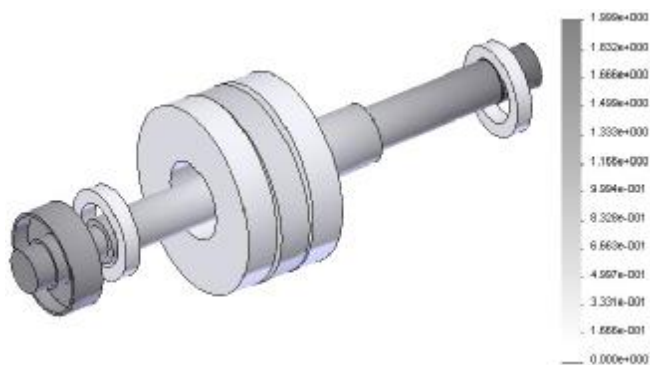


Рис. 9. Форма власних кутових коливань ротора як твердого тіла (сумарні переміщення)

кутовим коливанням ротора як твердого тіла навколо осей, перпендикулярних до осі ротора і розташованих вертикально й горизонтально. Їх значення дорівнюють 21,71 Гц, що у понад два рази перевершує попередні.

Далі за спектром розташовані частоти, що відповідають формам коливань, при яких відбувається тільки деформування найменш жорсткого елемента моделі — світлонепроникного диска вимірювальної системи у формі стаканя, виготовленого з капролону. Це форми власних коливань із 7 до 14, власні частоти яких мають

значення приблизно 254, 274, 280, 289, 354, 667, 732, 753 Гц відповідно.

Перша власна форма ротора як тіла, що пружно деформується, — це форма згинних коливань, яка не має вузлів. Вона подана на рис. 10, а її частота дорівнює 790,03 Гц. Частота другої згинної форми ротора з одним вузлом, зображеної на рис. 11, дорівнює 1363 Гц. Ці форми є складними, оскільки крім ротора деформуються й інші елементи, зокрема, той же диск вимірювальної системи.

Оскільки ротор експериментальної моделі при проведенні натурних випробувань може розганятися до 3000 об/хв, що відповідає 50 Гц, то він проходитьиме резонансні режими. Значення критичних швидкостей також наведені в табл. 1. З неї видно, що на практиці можуть виникнути явища резонансу при збігу швидкості обертання з одним з трьох значень, що відповідають власним частотам, форми яких описують коливання ротора як абсолютно твердого тіла. У цих випадках амплітуди коливань можуть досягати небезпечних значень. Для радіальних підшипників, зважаючи на некервану жорсткість, істотне підвищення амплітуд може призвести до ударів рухомих частин по нерухомих, що неприпустимо. У свою чергу, для осьового АМП при зазорі, близькому до нульового, система регулювання може не виробити коректного сигналу керування,

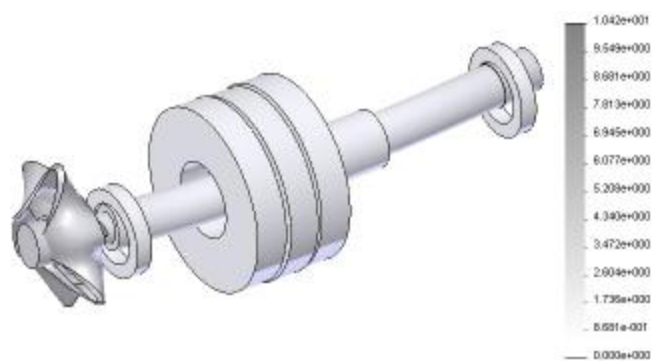


Рис. 10. Форма власних згинних коливань ротора без вузлів (сумарні переміщення)

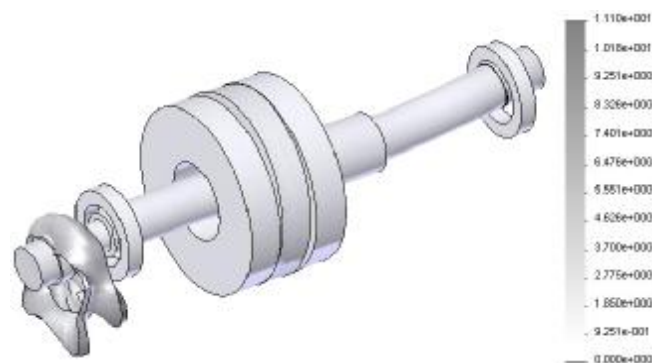


Рис. 11. Форма власних згинних коливань ротора з одним вузлом (сумарні переміщення)

особливо якщо в її основу покладені лінеаризовані математичні моделі.

Якщо на практиці буде забезпечена можливість розгону ротора до швидкостей понад 3000 об/хв, то резонансні режими, при яких збуджуються форми вище 7, також є небезпечними навіть при малих амплітудах, оскільки деформація диска вимірювальної системи в процесі коливання може призвести до неправильного визначення положення ротора, що, в свою чергу, не дасть можливості виробити коректний сигнал керування.

4. Експериментальне визначення параметрів коливань ротора. Оцінку вірогідності результатів розрахунків здійснювали порівнянням розрахункових і експериментально отриманих значень критичних швидкостей обертання для відповідних форм коливань.

Експериментальні дослідження виконували так. За допомогою електродвигуна, розташованого на основі, поступово збільшували швидкість обертання ротора, величину якої контролювали за допомогою електронного частотоміра ЧЗ-32 за періодом. Принцип вимірювання частоти ґрунтувався на застосуванні давача Хола, що є магнітокерованою мікросхемою, яка працює в ключовому режимі. Цей давач видавав імпульси напруги (відео-імпульси) з частотою, пропорційною швидкості обертання ротора. У якості керуючого елемента використовувався мініатюрний постійний магніт, закріплений на роторі. Крім частотоміра імпульси напруги подавалися також на контролер — універсальну плату збирання аналогової і введення/виведення цифрової інформації АЦП LA-1.5PCI, встановлену в комп'ютері [4].

Визначення радіального відхилення ротора ґрунтувалося також на вимірюванні величини напруженості магнітного поля в зазорі МППМ за допомогою давача Хола в мікросхемному виконанні з елементами підсилення й стабілізації з лінійним виходом. Цей давач розташовувався на внутрішній циліндровій поверхні нерухомого кільцевого постійного магніту правого МППМ. Його схемне виконання дало змогу добитися лінійного зв'язку між відхиленням опорної ділянки ротора у вертикальному напрямі в обидві сторони і напругою на виході. Сигнал з виходу описаного давача радіального зміщення також подавався на контролер. Проведене тарування вимірювальної схеми дало змогу встановити зв'язок між відхиленнями опорної ділянки ротора і вихідною напругою (відхиленню ротора на 1 мм відповідає зміна напруги на 50 мВ).

Відхилення ротора в осьовому напрямі контролювали за допомогою оптичних давачів вимірювальної системи положення ротора.

Оброблення інформації в комп'ютері здійснювалося за допомогою обчислювальної системи осцилограф-спектроаналізатор ADC Lab (LA-1.5PCI 500 kHz 12 bit).

При розгоні ротора від 0 до 3000 об/хв дискретно для вібраних значень частоти (виходячи з принципу «чим ближче до резонансу, тим частіше») фіксувалися осцилограми руху ротора. Це дало змогу з достатньою точністю за значеннями амплітуд коливань встановити значення критичних швидкостей обертання або резонансних частот, форми яких відповідають коливанням ротора як абсолютно твердого тіла.

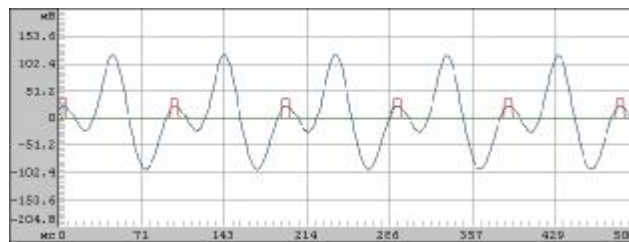


Рис. 12. Осцилограма вертикального руху опорної ділянки ротора правого радіального МППМ при швидкості обертання 624 об/хв

Таблиця 2

Порівняння результатів

Форма коливань	Критична швидкість, об/хв		Похибка, %
	розрахунок	експеримент	
Поступальні (радіальні)	544,8	624,0	12,7
Поступальні (осьові)	561,0	570,0	1,6
Кутові	1302,6	1710,0	23,8

Було виявлено, що перший локальний максимум амплітуд коливань у радіальному (вертикальному) напрямі відповідає частоті 10,4 Гц, а ротор при цьому здійснює поступальні коливання, форма яких збігається із зображеною на рис. 7. Осцилограма вертикального руху опорної ділянки ротора правого МППМ на цій частоті подана на рис. 12. Тут також показані відеоімпульси, що знімаються з давача частоти обертання.

Таким чином, для форми поступальних коливань ротора як твердого тіла в радіальному напрямі розрахункові й експериментальні значення резонансних частот дорівнюють 9,08 і 10,4 Гц відповідно. Для форми поступальних коливань в осьовому напрямі вони дорівнюють 9,35 і 9,5 Гц, а для кутових коливань — 21,71 і 28,5 Гц. Для цих трьох форм порівняльна характеристика розрахункових і експериментально встановлених значень критичних швидкостей подана в табл. 2.

Висновки. Істотна розбіжність значень критичних швидкостей для форм поступальних (радіальних) і кутових коливань (див. табл. 2) може бути спричинена застосуванням у розрахунковій моделі лінійного пружного скінченного елемента зі сталим значенням жорсткості. Насправді, частота вільних коливань неізохронних нелінійних систем пов'язана з розмахами коливань [5]. Їх взаємозв'язок зображується за допомогою скелетної кривої.

При дії гармонійної змушувальної сили в системі з нелінійною відновлювальною силою відбуваються стаціонарні коливання з частотою, рівною частоті змушувальної сили.

Залежність амплітуди першої гармоніки вимушених коливань від частоти гармонійної змушувальної сили називається амплітудно-частотною характеристикою

(АЧХ), гілки якої для такої системи в області резонансу проходять поблизу скелетної кривої, огинаючи її. Максимум резонансної кривої (графічного зображення АЧХ) зміщений відносно значення частоти вільних коливань при нульовій амплітуді. Це значення, в свою чергу, збігається зі значенням власної частоти лінійної системи з жорсткістю при нульовому відхиленні. Крім цього, для систем з жорсткою силовою характеристикою резонансна крива в області резонансу нахилена вправо, що і підтверджує експеримент.

У нелінійних системах можуть існувати такі діапазони частот, в яких залежність амплітуди від частоти неоднозначна [5]. Цей факт знайшов експериментальне підтвердження для розглянутої системи при проведенні вимірювань у процесі розгону ротора та при його вибігу.

При дії гармонійної змушувальної сили на систему з нелінійною відновлювальною силою, крім гармонійних коливань з частотою збурення, одночасно відбуваються супергармонійні коливання з частотами, кратними частоті збурення [5]. Так, на рис. 12 видно прояв декількох гармонік.

Для поступальних осьових коливань відмінність між розрахунковим і експериментальним значеннями резонансної частоти істотно менше і знаходиться в допустимих межах. Це пояснюється тим, що коефіцієнт жорсткості осьового АМП в межах відхиленя до половини зазору близький до сталого (див. рис. 5).

Таким чином, виявлена похибка між розрахунковими й експериментальними значеннями критичної швидкості свідчить про потребу враховувати нелінійну залежність коефіцієнтів жорсткості МП, сил опору та гіроскопічного моменту ротора з диском, що можливо лише при використанні нелінійних математичних моделей, які враховують взаємозв'язок механічних і електромагнітних процесів у системі.

1. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. — СПб.: Политехника, 2003. — 206 с.

2. Мартыненко Г.Ю. Исследование устойчивых движений роторов на электромагнитных подшипниках при различных вариантах управления с помощью имитационной вычислительной модели // Интегрированные технологии и энергосбережение. — Харьков: ХГПУ, 2000. — №2. — С. 88—96.

3. Мартыненко Г.Ю. Определение жесткостных характеристик радиальных магнитных подшипников на двух кольцевых постоянных магнитах // Вісник НТУ «ХП». — Харків: НТУ «ХП», 2007. — №38. — С. 83—95.

4. Универсальная плата сбора и ввода/вывода цифровой информации ЛА-1.5PCI: Руководство по эксплуатации ВКФУ.411619.034РЭ. — М.: ЗАО «Руднев-Шилев», 2001. — 81 с.

5. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. — М.: Машиностроение, 1979. — Т. 2: Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. — 351 с.

Отримана 22.10.08

G. Martynenko

Critical rotatoin speeds of the rotor of experimental model on the passive radial and the active axial bearings

National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»,
Kharkiv

In the work with the use of the finite element method frequencies and shapes of natural oscillations of light rotor are definite for experimental model on combined passively-active magnetic suspension. The inflexibility of radial passive and axial active magnetic bearings has been set on the basis of calculations data. The adequacy of calculation results is confirmed by the comparison of the critical rotation speeds and experimental findings.

21 01 01 003y

MULTISCALE EFFECTS IN FATIGUE METALS

5 July 2010 — 9 July 2010

Ecole Polytechnique, Palaiseau, France

Contact:

Chairperson: **Dr. Andrei Constantinescu**

CNRS Ecole Polytechnique

Laboratoire de Mécanique des Solides

91128 Palaiseau cedex, France

phone: +33 1 69 33 57 56

fax: +33 1 69 33 57 06

email: andrei.constantinescu@lms.polytechnique.fr

Co-Chairperson:

Dr. Pedro Donatella Portella

German Federal Institute for Material Research and Testing,

Berlin, Germany