

Г. Ю. МАРТИНЕНКО, О. М. МАРУСЕНКО

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ РОТОРНОЇ ДИНАМІКИ ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДУ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ З УРАХУВАННЯМ ВЗАЄМНОЇ ДІЇ ДЕМПФУЮЧИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТУРБОМАШИН

Розглянуто особливості моделювання параметрів динаміки ротора з використанням конструкційного та конструктивного демпфування (з урахуванням зміни коефіцієнтів жорсткості опор, демпфування в опорах та демпфування в матеріалі ротора). Розглянуто трансляційні, деформаційні і змішані форми коливань ротора. Проаналізовано вплив взаємодії демпфуючих властивостей елементів ротора на його динаміку. Результати наведено у вигляді амплітудно-частотних характеристик і орбіт траєкторій руху вузлів осі ротора при різних параметрах.

Ключові слова: роторні системи, коефіцієнт демпфування, жорсткість, амплітудно-частотна характеристика, орбіти руху.

Рассмотрены особенности моделирования параметров динамики ротора с использованием конструкционного и конструктивного демпфирования (с учетом изменения коэффициентов жесткости опор, демпфирования в опорах и демпфирования в материале ротора). Рассмотрены трансляционные, деформационные и смешанные формы колебаний ротора. Проанализировано влияние взаимодействия демпфирующих свойств элементов ротора на его динамику. Результаты представлены в виде амплитудно-частотных характеристик и орбит траекторий движения узлов оси ротора при разных параметрах.

Ключевые слова: роторные системы, коэффициент демпфирования, жесткость, амплитудно-частотная характеристика, орбиты движения.

Features of modeling of rotor dynamic parameters with the use of structural and constructive damping (taking into account the change in the coefficients of stiffness, damping in supports and damping in the material of the rotor) are considered. The translation, deformation and mixed forms of rotor oscillations are considered. The influence of the interaction of the damping properties of the rotor elements on the dynamic of the rotor are analyzed. The results are presented in the form of amplitude-frequency characteristics and orbit trajectories of movement nodes of the rotor axis at different parameters. The questions of construction of different models for calculations and analysis of dynamic behavior of rotors of the gas-pumping unit, taking into account damping characteristics of the rotor and supporting elements are considered. Investigation of the damping characteristics of rotor systems was carried out during their design with the help of mathematical modeling, which allowed us to determine by calculation the influence of the applied material and design features on the dynamic characteristics of the rotor system as a whole. The use of the beam-mass model allows to obtain bending and longitudinal forms of the proper oscillations and their frequencies, to perform a refinement analysis of critical velocities using the Campbell diagram, which allows to take into account the dependence of the frequencies of the proper oscillations and critical velocities on the speed of rotation, to conduct a forced oscillation analysis (for example, amplitude-frequency characteristics and trajectory of the rotor nodes movement), as well as the ability to take into account different models of resistance forces.

Keywords: rotor systems, damping coefficient, rigidity, amplitude-frequency characteristic, orbit of motion.

Вступ. В роторних системах сучасних машинобудівних конструкцій для збільшення надійності і зниження рівня зносу вузлів необхідно здійснювати контроль за рівнем амплітуд їх коливань. Багато в чому амплітуди залежать від демпфувальних характеристик. При створенні роторних систем особлива увага приділяється двом видам демпфування - конструкційному (розсіюванню енергії в елементах конструкцій - вузлах з'єднання, опорних вузлах) і конструктивному (зміна демпфуючих характеристик системи). Характер змін динамічної поведінки коливальної системи за рахунок варіювання демпфувальними властивостями конструкційних матеріалів і елементів конструкції відносяться до пасивних способів контролю коливань динамічної системи і розглянуто в [1-3]. Зміни демпфувальних властивостей впливають на рівень амплітуд вимушених коливань і напружень в зонах концентрації.

Дослідження демпфуючих характеристик роторних систем можливо проводити при їх проектуванні за допомогою математичного моделювання, що дозволяє розрахунковим шляхом визначити вплив застосованого матеріалу або конструктивних особливостей на

динамічні характеристики системи в цілому. Тому моделювання роторної динаміки з адекватним урахуванням взаємодії демпфуючих властивостей елементів конструкцій є актуальною задачею.

Постановка задачі. Особливості побудови різних моделей для розрахунків та аналізу динамічної поведінки роторів газоперекачувальних агрегатів (ГПА) з урахуванням демпфуючих характеристик ротора і опорних елементів розглянуто в попередніх роботах авторів [4-5]. Було побудовано балково-масову та об'ємну моделі ротора ГПА з урахуванням типу опор для аналізу частот власних коливань, критичних швидкостей обертання. Метою даної роботи є дослідження впливу демпфуючих властивостей конструктивних елементів турбомашин та особливостей їх взаємодії при моделюванні роторної динаміки.

Опис розрахункової моделі. Ескіз ротора компресора ГПА та його складові частини показано на рис.1.

Геометричну модель ротора показано на рис.2.

В ході попередніх досліджень [4] визначено пе-

ревагу в використанні балково-масової моделі (рис. 3), яка дозволяє проводити детальний аналіз динаміки роторів, де наразі з розрахунком частот власних коливань виконується аналіз критичних швидкостей обертання з урахуванням гіроскопічних моментів, а також без втрати якості розрахунків використовувати менш ресурсоємну модель, що впливає на час проведення певного дослідження. Навісні елементи в такій моделі замінюються зосередженими масами (m) з екваторіальними (I_e) і полярними (I_p) моментами інерції.

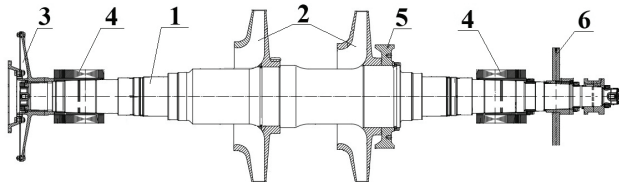


Рисунок 1 – Ескіз ротора компресора агрегату для перекачки газу: 1 – вал; 2 – робочі колеса; 3 – півмуфта; 4 – цапфи радіальних активних магнітних підшипників; 5 – думіс; 6 – диск осевого активного магнітного підшипника

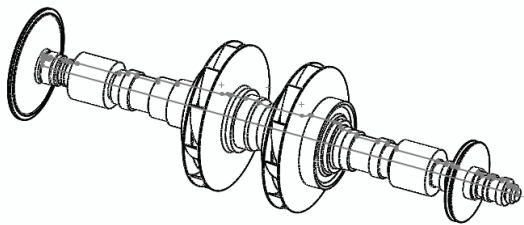


Рисунок 2 – Об’ємна геометрична модель ротора

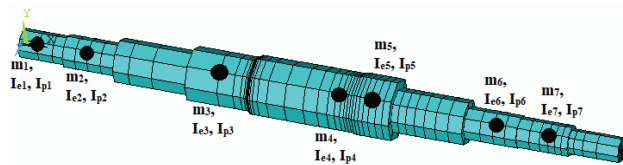


Рисунок 3 – Скінченно-елементна балково-масова модель ротора

Такий тип моделі дозволяє отримати згинальні та позовжні форми власних коливань і їх частоти, виконати уточнюючий аналіз критичних швидкостей за допомогою діаграми Кемпбелла, що дозволяє враховувати залежність частот власних коливань і критичних швидкостей від швидкості обертання, провести аналіз вимушених коливань з побудовою амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) та траєкторій руху вузлів ротора. Такий підхід також надає змогу урахування різних моделей сил опору.

Метод розрахунку. Моделювання динамічної поведінки машинобудівних конструкцій за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ) є одним з найбільш поширених способів на даний момент.

Динамічне рівняння для розрахунку динамічної поведінки ротора з урахуванням гіроскопічних ефектів і демпфування, пов’язаного з обертальним рухом, має вигляд [5]:

$$[M]\{\ddot{U}\} + ([C] + [G])\{\dot{U}\} + ([K] + [B])\{U\} = \{f\}, \quad (1)$$

де $[M]$, $[C]$, $[K]$ – матриці мас, демпфування, жорстко-

сті; $\{f\}$ – вектор зовнішнього навантаження, залежний від часу; $\{\ddot{U}\}$, $\{\dot{U}\}$, $\{U\}$ – вектори вузлових прискорень, швидкостей і переміщень, $[G]$ – гіроскопічна матриця; $[B]$ – матриця демпфування, пов’язаного з обертальним рухом.

При моделюванні конструктивного демпфування застосовуються його різні види (глобальне Релея, залежне від матеріалу структурне, в’язко-пружне, демпфування в окремих елементах та інші) [6].

В даному аналізі для врахування демпфуючих властивостей валу з навісними елементами використано модель в’язкого демпфування, найбільш загальною формою якого є релеєвське демпфування [6]:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K], \quad (2)$$

де α – постійний множник до матриці мас; β – постійний множник до матриці жорсткості.

Оскільки для різних частин конструкції демпфуючі властивості однакові, а масове демпфування (фрикційне) можна не враховувати через відсутність контактуючих поверхонь, то залишається тільки β – демпфування.

При моделюванні пружно-демпферних опор використовуються скінченні елементи, що мають характеристики в’язкого демпфування, і дозволяють враховувати характеристики жорсткості і демпфування.

При розв’язанні задачі про вимушені коливання зовнішні навантаження задаються у вигляді проєкцій відцентрових сил, що змінюються у протифазі за гармонійним законом, на осі системи координат Y і Z (перпендикулярні осі валу X):

$$F_y = \omega^2 m_e e (\cos \alpha \cos \omega t + \sin \alpha \sin \omega t),$$

$$F_z = \omega^2 m_e e (\cos \alpha \sin \omega t + \sin \alpha \cos \omega t), \quad (3)$$

де ω – кутова швидкість обертання; α – фаза неврівноваженості; m_e – неврівноважена маса; e – ексцентриситет.

Скінченно-елементну розрахункову модель ротора з урахуванням пружних опор та зосереджених мас з моментами інерції показано на рис. 4. Зовнішні навантаження задаються як дисбаланс в місцях розташування робочих колес.

Для балково-масової моделі ротора використовують жорстке закріплення зовнішніх вузлів пружних елементів.

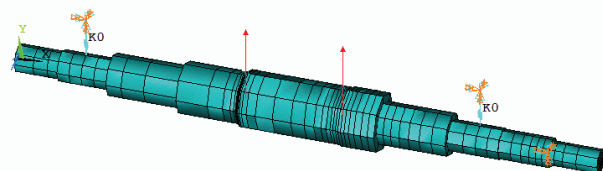


Рисунок 4 – Розрахункова модель ротора

Результати розрахунків та їх аналіз. Проведено серію розрахунків динамічної поведінки ротора при зміні коефіцієнтів жорсткості опор, демпфування в опорах та демпфування матеріалу ротора. Жорсткість опор впливає на частоти коливань ротора і на амплітуди вимушених коливань. При її зміні виникають різні власні частоти коливань ротора, які відповідають трансляційним, деформаційним та змішаним формам

коливань. При частоті, що відповідає трансляційній формі коливань, ротор не деформується, а переміщується як жорстке ціле тіло, при частоті, що відповідає деформаційній формі коливань, виникає згинальна форма коливань, а при частотах, що відповідають змішаним формам, присутні як деформація, так і переміщення в опорах.

При моделюванні динамічної поведінки ротора початкове значення коефіцієнтів: демпфування в пружно-демпферних опорах ротора - 0,03 кг/с, жорсткості опор - 10^9 Н/м, демпфування матеріалу - 0,000025 кг/с, що наближено до реальних значень.

На рис. 5 зображено АЧХ ротора у вузлах кріплення пружних елементів на валу (UY_Magn_r_l – для лівої опори, UY_Magn_r_p – для правої опори) та вузлах дисбалансу на кожному з робочих колес (UY_Unb_K1, UY_Unb_K2). Трансляційні форми коливань відсутні, частота деформаційної (згинальної) форми 79,5 Гц.

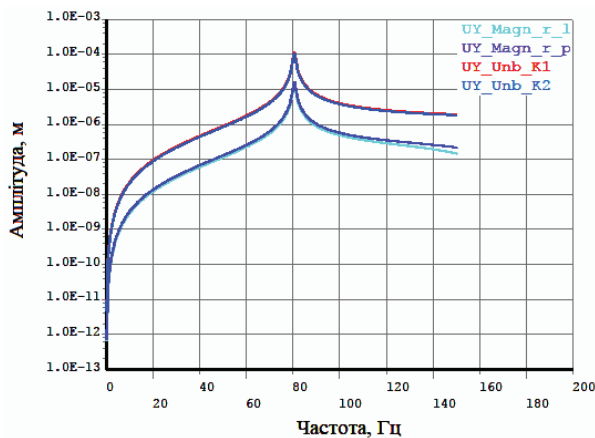


Рисунок 5 – АЧХ ротора, коефіцієнт жорсткості опор 10^9 Н/м

Деформаційну форму ротора з жорсткістю опор 10^9 Н/м показано на рис. 6. Для даного ротора жорсткість опор 10^9 Н/м представляє собою аналогію жорсткого закріплення, зони кріплення пружних елементів практично не деформуються.

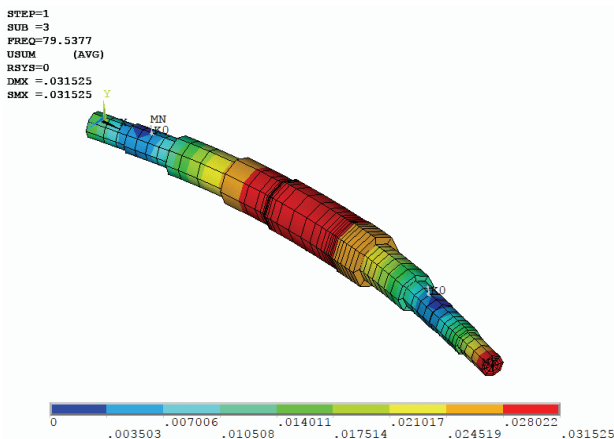


Рисунок 6 – Деформаційна форма ротора, коефіцієнт жорсткості опор 10^9 Н/м

При незмінних значення коефіцієнтів демпфування в пружно-демпферних опорах та матеріалі ротора і зменшенні коефіцієнта жорсткості пружних елементів до 10^6 Н/м з'являються трансляційні форми коливань в діапазоні частот 7 Гц - 10 Гц (рис. 7), частота деформаційної форми збільшується (рис. 8).

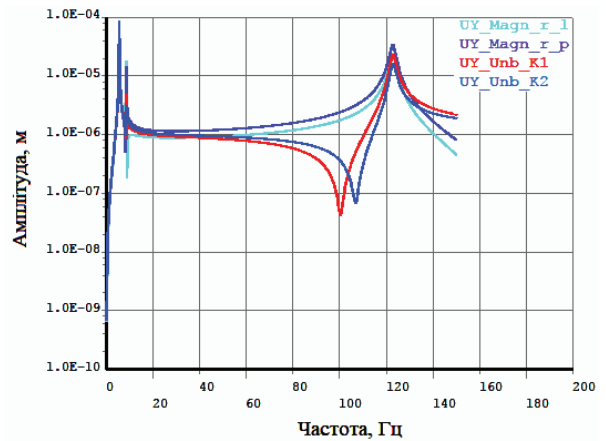


Рисунок 7 – АЧХ ротора, коефіцієнт жорсткості опор 10^6 Н/м

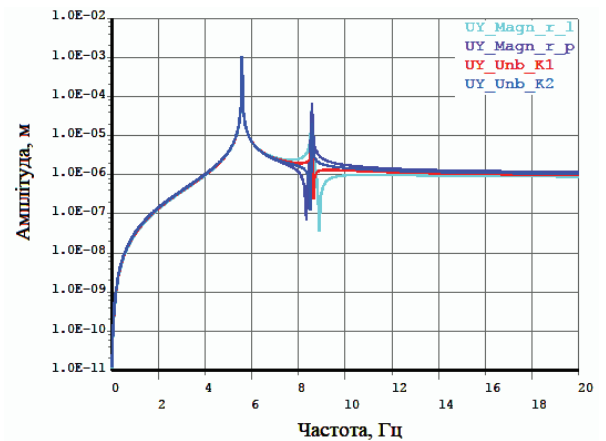


Рисунок 8 – АЧХ ротора з резонансами в зоні трансляційних форм коливань, коефіцієнт жорсткості опор 10^6 Н/м

Орбіти руху вузлів ротора на частотах, що відповідають трансляційним формам коливань, в діапазоні 7 Гц - 10 Гц показано на рис. 9. Вісь валу при таких параметрах опор залишається прямою, не зазнаючи прогину. На частоті, що відповідає першій трансляційній формі коливань, ротор здійснює рух типу циліндричної прецесії. При цьому він переміщується на обох опорах (рис. 9, а). На частоті, що відповідає другій трансляційній формі коливань, ротор переміщується на лівій опорі, а права залишається у вихідному положенні (рис. 9, б). На частоті третьої трансляційної форми коливань ротор переміщується на правій опорі, ліва залишається у вихідному положенні (рис. 9, в), що відповідає конічній прецесії.

Збільшуючи коефіцієнт демпфування в пружно-демпферних опорах ротора з початкового значення 0,03 кг/с до 3000 кг/с (для наочності) та зберігаючи коефіцієнт жорсткості опор 10^6 Н/м і коефіцієнт демпфування у матеріалі ротора 0,000025 кг/с, прослідуються наступні зміни в поведінці ротора: амплітуди

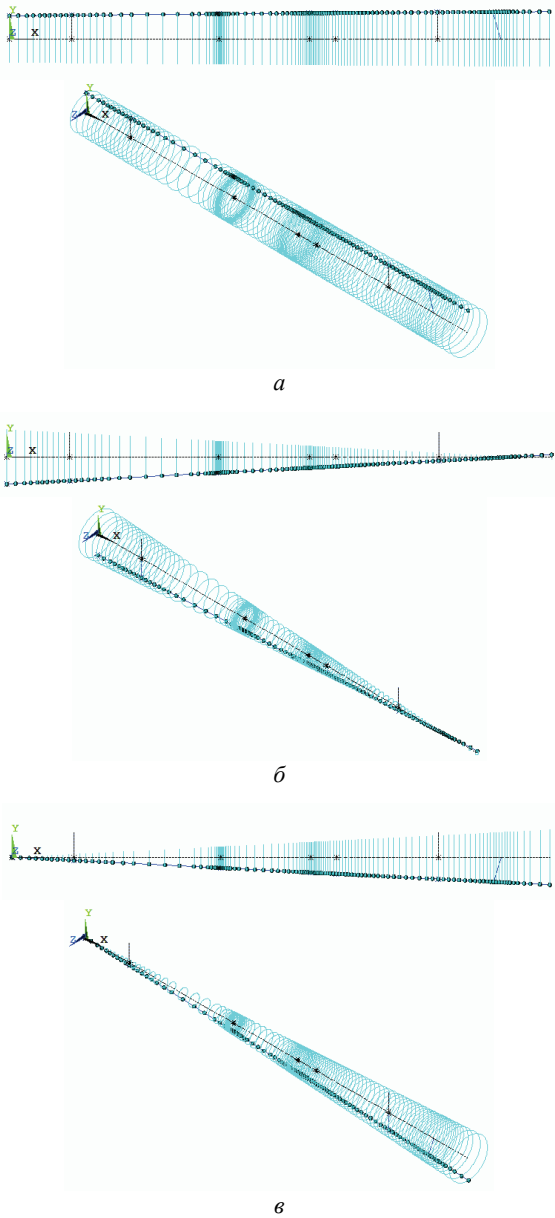


Рисунок 9 – Орбіти руху вузлів ротора частотах, що відповідають трансляційним формам коливань
a – перша; *б* – друга; *в* – третя

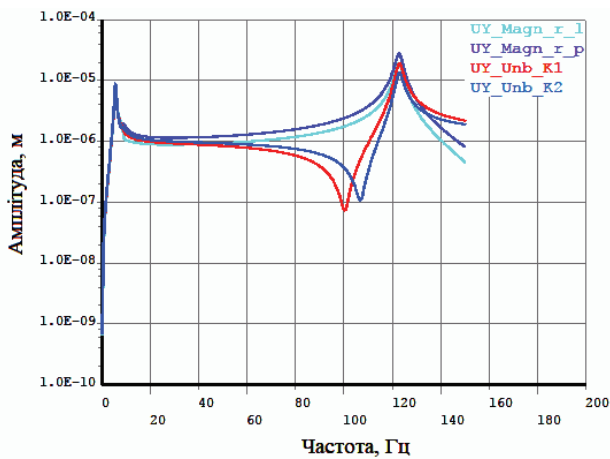


Рисунок 10 – АЧХ ротора, коефіцієнт демпфування опор 3000 кг/с

частот на трансляційних формах коливань зменшуються, а на частотах деформаційних форм залишаються незмінними (рис. 10, 11).

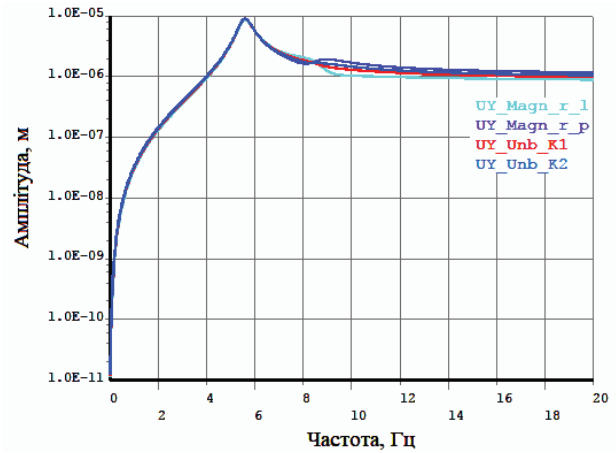


Рисунок 11 – АЧХ ротора з резонансами в зоні трансляційних форм коливань, коефіцієнт демпфування в опорах 3000 кг/с

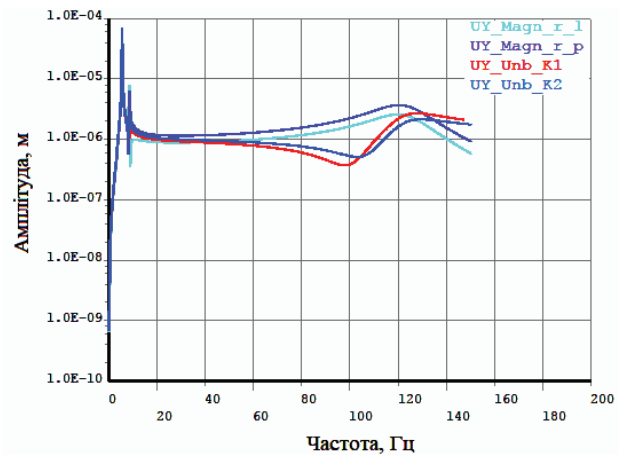


Рисунок 12 – АЧХ ротора, коефіцієнт демпфування матеріалу 0,00025 кг/с

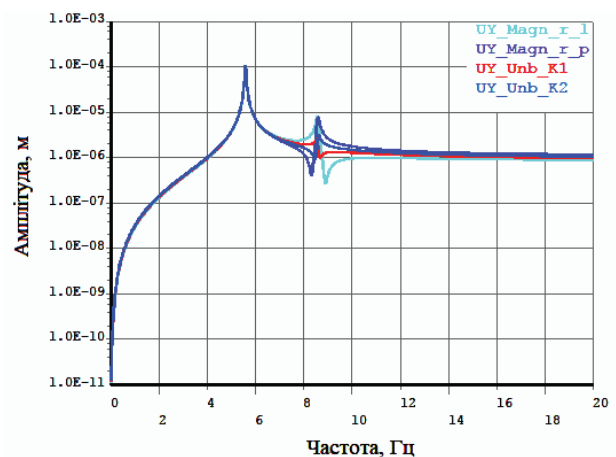


Рисунок 13 – АЧХ ротора з резонансами в зоні трансляційних форм коливань, коефіцієнт демпфування матеріалу 0,00025 кг/с

Змінюючи коефіцієнт демпфування матеріалу ротора з 0,000025 кг/с до 0,00025 кг/с та залишаючи без змін коефіцієнти демпфування в пружно-демпферних

опорах ротора 0,03 кг/с і жорсткості опор 10^6 Н/м, отримано, що частоти коливальних трансляційних форм залишаються на рівні початкових значень а їх амплітуда незначно знизилася. Амплітуда частоти деформаційної форми зменшилась (рис. 12, 13). Ці зміни вказують на наявність змішаної форми коливальних.

При такому заданні демпфуючих властивостей елементів конструкції орбіти руху вузлів ротора показано на рис. 14. Із рисунку видно, що вісь валу прогинається.

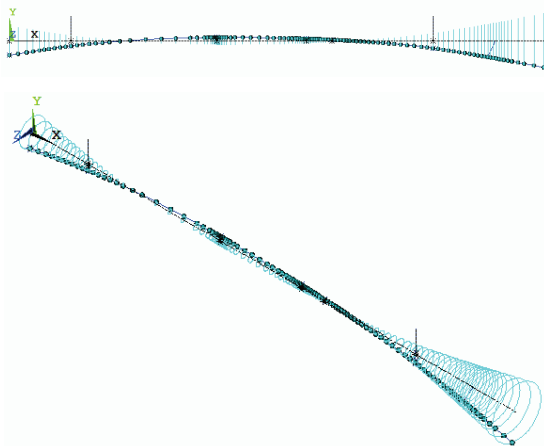


Рисунок 14 – Орбіти руху вузлів ротора, що відповідають деформаційній формі коливальних

Порівняльний аналіз розрахунків в залежності від параметрів демпфування наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Порівняльний аналіз розрахунків

Параметри			Амплітуди, 10^{-5} м		Графічні Результати, рис.	
Жорсткість в опорах, кг/с	Демпфування в опорах, Н/м	Демпфування в матеріалі, 10^{-4} Н/м	Трансляційні	Деформаційні	АЧХ	Орбіти
10^9	0,03	0,25	-	1,1	5	-
10^6	0,03	0,25	$1,7 \cdot 10^{-3}$ - 1,9	1,3	7, 8	9
10^6	3	0,25	1,0	1,3	10, 11	-
10^6	3000	2,5	$1,4 \cdot 10^{-2}$ - 1,0	$1,4 \cdot 10^{-1}$	12, 13	14

Висновки. В роботі розглянуто особливості моделювання динаміки ротора з урахуванням взаємодії демпфуючих властивостей його елементів. Для наочності аналізу взаємодії демпфуючих властивостей в елементах конструкції використовувалися параметри жорсткості і демпфування, які завідомо не реалізу-

ються в реальних конструкціях, але дають змогу наочно відстежувати залежність явищ, що виникають в конструкції, від співвідношення значень параметрів демпфування та жорсткості. Для цього проведено розрахунки динамічної поведінки ротора при зміні коефіцієнтів жорсткості опор, демпфування в опорах та демпфування в матеріалі ротора. Виявлено, що при зміні цих властивостей виникають різні форми коливальних ротора: трансляційні, деформаційні, змішані. Аналіз вимушених коливальних ротора показав, що взаємодія демпфуючих властивостей елементів ротора впливає на поведінку ротора, що ілюструється амплітудно-частотними характеристиками і траєкторіями руху вузлів осі ротора при різних параметрах.

Список літератури:

1. Нашиф А. Демпфирование колебаний / А. Нашиф., Д. Джоунс., Дж. Хендерсон. – М.: Мир, 1988. – 488 с.
2. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем / Я. Г. Пановко. – М.: Физматгиз, 1960. – 193 с.
3. Писаренко Г. С. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов: справочник / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1971. – 376 с.
4. Мартиненко Г. Ю. Возможности стандартных программных средств с учетом жесткостных свойств опор при расчетах динамики роторов турбомашин / Г. Ю. Мартиненко, О. М. Марусенко // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». – Вінниця, 2017.
5. Мартиненко Г. Ю. Способы учета и моделирования сил сопротивления различной физической природы в механических динамических, колебательных и роторных системах / Г. Ю. Мартиненко, О. М. Марусенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка та міцність машин. – Х. НТУ «ХПІ». – 2016. – № 46 (1218). – С. 52-60.
6. Моделирование демпфирующих свойств материалов в ANSYS. Режим доступа: http://caeclub.ru/sites/default/files/users/files/2907/modelirovanie_dempfiruyushchih_svoystv_materialov_v_ansys.pdf

References (transliterated):

1. Nashif A. Dampirovanie kolebanij. Moscow: Mir, 1988. 488 p. 2
2. Panovko Ja. G. Vnutrennee trenie pri kolebanijah uprugih sistem. Moscow: Fizmatgiz, 1960. 193 p.
3. Pysarenko G. S., Jakovlev A. P., Matveev V. V. Vybropogloshhajushhye svojstva konstrukcyonnyh materyalov: spravochnyk. Kyiv: Naukova dumka, 1971. 376 p.
4. Martynenko G. Ju., Marusenko O. M. Moshlyvosti standartnyh programnyh zasobiv z urahuvannja zhorstkisnyh vlastyvostej opor pry rozrahunkah dynamiky rotoriv turbomashyn. Vseukrai'ns'kyj naukovo-tehnichnyj zhurnal "Vibracii" v tehnicii ta tehnologijah". Vinnycja, 2017.
5. Martynenko G. Ju., Marusenko O. M. Spособы ucheta y modelirovaniya syl soprotivlenija razlychnoj fizycheskoj pryrody v mehanycheskyh dynamycheskyh kolebatel'nyh y rortornyh systemah. Visnyk NTU "KhPI". Serija: Dynamika ta micnist' mashyn. – Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No 46 (1218).

P. 52-60.

2907/modelirovanie_dempfiruyushchih_svoystv_materialov_v_

6. Modelirovanie dempfirovaniy svojstv materialov v ansys.pdf

ANSYS. Web: <http://caeclub.ru/sites/default/files/users/files/>

Поступила (received) 10.10.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Особливості моделювання роторної динаміки за допомогою методу скінченних елементів з урахуванням взаємної дії демпфуючих властивостей конструктивних елементів турбомашин / Г. Ю. Мартиненко, О. М. Марусенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 40 (1262). – С. 43-48. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-9130.

Особенности моделирования роторной динамики с помощью метода конечных элементов с учетом взаимного действия демпфирующих свойств конструктивных элементов турбомашин / Г. Ю. Мартыненко, А. Н. Марусенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 40 (1262). – С. 43-48. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-9130.

Features of modeling of rotor dynamics with the help of the finite element method taking into account the mutual effect of damping properties of structural elements of turbomachinery / G. Yu. Martynenko, O. M. Marusenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – № 40 (1262). – P. 43-48. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-9130.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мартиненко Геннадій Юрійович – кандидат технічних наук; доцент; кафедра «Динаміка і міцність машин»; НТУ «ХПІ»; тел.: +38(057) 707-68-79; e-mail: gmartynenko@ukr.net.

Мартыненко Геннадий Юрьевич – кандидат технических наук; доцент; кафедра «Динамика и прочность машин»; НТУ «ХПИ»; тел.: +38 (057) 707-68-79; e-mail: gmartynenko@ukr.net.

Martynenko Gennadii Yuriyovych – Candidate of Technical Sciences; Associate Professor; Department "Dynamics and Strength of Machines"; NTU "KhPI"; tel.: +38 (057) 707-68-79; e-mail: gmartynenko@ukr.net.

Марусенко Олексій Миколайович – аспірант; Інститут проблем машинобудування ім. А. Підгорного НАН України; тел.: 096-411-70-59; e-mail: alexeymars.am@gmail.com.

Марусенко Алексей Николаевич – аспирант; Институт проблем машиностроения им. А. Подгорного НАН Украины; тел.: 096-411-70-59; e-mail: alexeymars.am@gmail.com.

Marusenko Oleksii Mykolayovych – Postgraduate student; Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems National Academy of Sciences of Ukraine; tel.: 096-411-70-59, e-mail: alexeymars.am@gmail.com.