



Мартиненко Г. Ю.
к.т.н., доцент

Національний технічний
університет
«Харківський
політехнічний
інститут»

Марусенко О. М.
аспірант

Інститут проблем
машинобудування
ім. А. М. Підгорного
НАН України

УДК 621.375

МОЖЛИВОСТІ СТАНДАРТНИХ ПРОГРАМНИХ ЗАСОБІВ З УРАХУВАННЯ ЖОРСТКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ОПОР ПРИ РОЗРАХУНКАХ ДИНАМІКИ РОТОРІВ ТУРБОМАШИН

Проведено аналіз можливостей стандартних програмних засобів для урахування пружних властивостей опор при розрахунку динамічних характеристик роторів турбомашин. За допомогою спеціалізованих стандартних засобів побудовано об'ємну та балково-масову моделі ротора турбокомпресора на жорстких та пружних опорах. З використанням розроблених моделей проведено дослідження частот власних коливань та критичних швидкостей обертання ротора з урахуванням типу опор. Проаналізовано доцільність використання різних типів моделей і відповідних стандартних програмних засобів для отримання потрібних результатів розрахунку динамічної поведінки роторів.

Ключові слова: динаміка ротора, пружні опори, жорсткі опори, критичні швидкості обертання, об'ємна модель, балково-масова модель.

Вступ. Існуючі спеціалізовані програмні комплекси допомагають автоматизувати моделювання машинобудівних конструкцій, які є складними механізмами, що працюють при різних видах навантажень. До таких конструкцій належать, наприклад, ротори компресорів, оснащені валом з робочими колесами та навісними елементами, які працюють на високих швидкостях обертання. Вибір необхідної конструкції ротора, способів обпирання, дослідження поведінки при навантаженні являють собою актуальну задачу при проектуванні роторів та дослідженні їх динамічної поведінки.

Аналіз динаміки роторів за допомогою різних програмних комплексів, які мають різні можливості відповідно до їх спеціалізації, дозволяє отримати результати розрахунків різної повноти та порівняти їх достовірність.

Серед найпоширеніших програмних засобів, що використовуються сьогодні, можна виділити Solid Works Simulations та ANSYS/ED, Pro/ENGINEER, Nastran [1,2], які мають багатоцільову спрямованість та оснований на методі скінченних елементів (МСЕ). Зручний інтерфейс та сумісність з CAD/CAM/CAE з системами провідних виробників призвели до їх широкого використання при наукових дослідженнях. Ці програмні засоби дозволяють

виконувати розробку, аналіз та оптимізацію конструкцій, розраховувати переміщення, напруження, деформації, зусилля, частоти та швидкості, а також інші важливі параметри для оцінки динамічної поведінки та міцності конструкції. Багатоцільові функції програмних комплексів забезпечені тим, що в них співіснують численні сімейства окремих спеціалізованих програм, що мають багато спільних функцій, однак математичне забезпечення яких розраховане на вирішення окремих класів задач. У роботах, що вийшли за останній час, більшість авторів використовують нові технології комп'ютерного моделювання для проведення аналізу динаміки роторів, результати їх роботи представлено у вигляді різних програмних модулів, які мають певні переваги і недоліки, залежно від виду задач, що вирішуються [3-5].

Метою роботи є розгляд можливостей стандартних програмних засобів для урахування жорсткісних властивостей опор при розрахунку динаміки роторів. Для досягнення мети пропонується використання побудованих за допомогою спеціалізованих стандартних засобів об'ємної та балково-масової моделі ротора турбокомпресора на жорстких та пружних опорах та проведення з їх застосуванням дослідження частот власних



коливань та критичних швидкостей обертання з урахуванням типу опор. У цьому разі відповідь на поставлене питання про переваги та недоліки різних підходів до моделювання дозволить отримати порівняльний аналіз динамічної поведінки моделей.

Метод дослідження. Загальне динамічне рівняння при використанні метода скінченних елементів має вигляд:

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

де $[M], [C], [K]$ – матриці мас, демпфування, жорсткості; $\{f\}$ – вектор зовнішнього навантаження, залежний від часу; $\{\ddot{U}\}, \{\dot{U}\}, \{U\}$ – вектори вузлових прискорень, швидкостей і переміщень.

Для розрахунку динамічної поведінки ротора в рівнянні (1) додатково враховуються гіроскопічні ефекти і демпфування, пов'язане з обертальним рухом:

$$[M]\{\ddot{U}\} + ([C] + [G])\{\dot{U}\} + ([K] + [B])\{U\} = \{f\}, \quad (2)$$

де $[G]$ – гіроскопічна матриця; $[B]$ – матриця демпфування, пов'язаного з обертальним рухом.

Розрахунок частот власних коливань і їх форм здійснюється за допомогою рівняння:

$$([K] - \Omega^2[M])\{u\} = 0, \quad (3)$$

де Ω – власна частота коливання; $\{u\}$ – вектор переміщень.

Зовнішні навантаження при вирішенні задачі про вимушені коливання задаються у вигляді проекцій відцентрових сил на осі системи координат Y і Z (перпендикулярні осі валу) і змінюються в протифазі за гармонійним законом:

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

$$F_z = \omega^2 m_e e (\cos \alpha \sin \omega t + \sin \alpha \cos \omega t), \quad (4)$$

де ω – кутова швидкість обертання; α – фаза невірноваженості; m_e – невірноважена маса; e – ексцентриситет.

Побудова моделей. Ротор компресора газоперекачувального агрегату (ГПА) складається з вала, робочих колес, півмуфти, думіса, цапф радіального та упорного диска осьового активних магнітних підшипників (МП) (рис. 1).

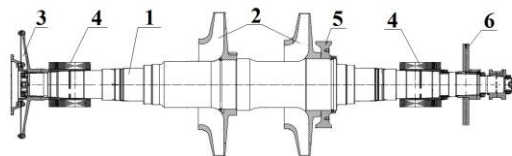
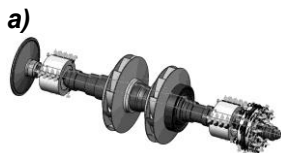


Рис. 1. Ескіз ротора компресора агрегату для перекачки газу:

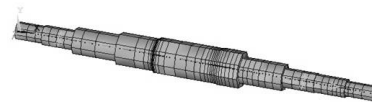
1 – вал; 2 – робочі колеса; 3 – пів муфта; 4 – цапфи радіальних активних магнітних підшипників; 5 – думіс; 6 – осьовий активний магнітний підшипник

В роботі побудовано дві моделі ротора: об'ємну і балково-масову, розглянуто

використання жорстких і пружних опор роторів (рис. 2).



в)



г)

Рис. 2. Моделі ротора:

а - об'ємна модель на жорстких опорах; б - балково-масова модель на жорстких опорах; в - об'ємна модель на пружних опорах; г - балково-масова модель на пружних опорах

Навісні елементи в балково-масовій моделі замінюються зосередженими масами з моментами інерції. Використання жорстких

опор передбачає закріплення ротору в радіальному напрямку на цапфах та обмеження переміщень в поздовжньому



напрямку на упорному диску. Магнітні та масляні підшипники мають податливість, їх жорсткість може бути значно вищою за жорсткість валу. І тільки у цьому разі, у першому наближенні, при моделюванні може використовуватись такий тип закріплення. Використання пружних опор для об'ємної моделі ротора передбачає пружний зв'язок між цапфами підшипників та їх нерухомими обоймами, на циліндричних та плоских гранях обойм підшипників - жорстке закріплення. Використання пружних опор для балково-масової моделі ротора полягають в жорсткому закріпленні зовнішніх вузлів пружних елементів. Такий тип обпирання є більш наближений до реальності [6, 7].

Порівняння результатів розрахунків моделей із жорсткими опорами. Результати розрахунків частот власних коливань об'ємної та балково-масової моделі ротора на жорстких опорах (табл. 1) близькі за значенням. Розбіжність складає від 3,1% до 4,3%. Критичні швидкості обертання для об'ємної, а також і для балково-масової моделі ротора на жорстких опорах визначаються у першому наближенні по частотах власних згинальних коливань (табл.1)) [8, с.207]. Форми коливань наведено в табл. 2.

Автентичність об'ємної і балково-масової моделі визначена порівнянням їх мас і частот згинальних коливань.

Таблиця 1

Частоти власних коливань ротора на жорстких опорах

№	Частоти власних коливань, Гц		Критичні швидкості обертання, рад/с	
	Об'ємна модель	Балково-масова модель	Об'ємна модель	Балково-масова модель
1	147,63	143,18	927,59	899,63
2	287,21	274,86	1804,6	1727,01
3	465,81	483,51	2926,78	3037,99

Тому подальші дослідження можна проводити із застосуванням балково-масової моделі, на основі якої можна виконувати уточнюючий аналіз за допомогою діаграми

Кемпбелла (рис. 3), що дозволяє враховувати залежність частот власних коливань і критичних швидкостей від швидкості обертання.

Таблиця 2

Форми коливань ротора на жорстких опорах

№	Об'ємна модель	Балково-масова модель
1		
2		
3		

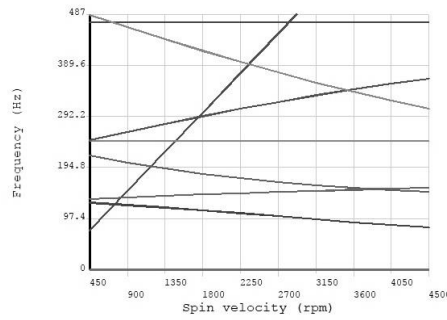


Рис. 3. Знаходження критичних швидкостей ротора на жорстких опорах за допомогою діаграми Кемпбелла

Результати розрахунків динаміки об'ємної та балково-масової моделей ротора на пружних опорах наведено в табл. 3, 4.

Перша та друга частоти знайдені за допомогою об'ємної моделі незначно більші ніж у балково-масової, третя та четверта – менше, тому що при розрахунках об'ємної моделі до

уваги береться деформування навісних елементів. Різниця також обумовлена тим, що в об'ємній моделі є можливість задавання розподіленої жорсткості опорних ділянок, тоді як в балково-масовій моделі загальна жорсткість задається у вузлі.

Таблиця 3

Частоти власних коливань ротора на пружних опорах

	Частоти власних коливань, Гц		Критичні швидкості обертання, рад/с	
	Об'єм на модель	Балково-масова модель	Об'ємна модель	Балково-масова модель
	81,06	79,54	509,32	497,42
4	189,5	177,84	1023,53	1023,29
	162,9	207,27	1190,92	1250,56
	213,2	248,75	1339,58	1306,49

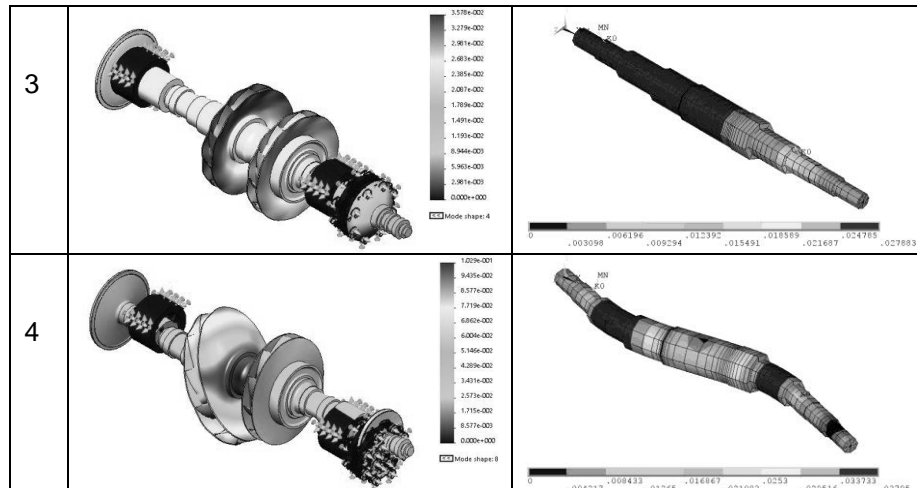
При побудові балково-масової моделі ротора навісні елементи, як і раніше, замінюються зосередженими масами з моментами інерції, що дозволяє отримати згинальні та поздовжні форми власних коливань та їх частоти. При побудові об'ємної моделі враховується детальна геометрія всіх

навісних елементів, що дозволяє проводити дослідження частоти і форми коливань з оглядом на їх деформування. Ці відмінності при побудові моделей за допомогою різних програмних засобів зумовили появу розбіжності значень частот власних коливань ротора, яка може бути різною залежно від номера частоти.

Таблиця 4

Форми коливань ротора на пружних опорах

№	Об'ємна модель	Балково-масова модель
1		
2		



Графічно-розрахунковий пошук критичних швидкостей обертання ротора для балково-

масової моделі на пружних опорах здійснено за допомогою діаграми Кемпбелла (рис. 4).

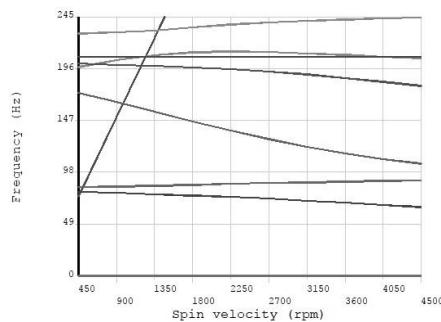
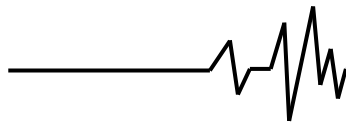


Рис. 4. Знаходження критичних швидкостей ротора на пружних опорах за допомогою діаграми Кемпбелла

Висновки. В роботі показано можливості використання стандартних програмних засобів для аналізу динамічних характеристик роторів турбомашин. Для цього з урахуванням жорсткісних властивостей як ротору, так і опорних елементів було побудовано об'ємну та балково-масову моделі ротора турбокомпресора на жорстких та пружних опорах. Аналіз результатів розрахунків частот власних коливань та критичних швидкостей обертання ротора з використанням розроблених моделей показав, що при різних розрахунках доцільно використовувати різні типи моделей. Більш наближеною до реальної конструкції є об'ємна модель, але детальніший аналіз динаміки ротора можна провести, використовуючи балково-масову модель, за допомогою якої можна виконати уточнюючий розрахунок критичних швидкостей з побудовою діаграм Кемпбелла. Використовуючи об'ємну та балково-масову моделі можна провести аналіз частот власних коливань та пошук критичних швидкостей у першому наближенні. Критичні

швидкості обертання для об'ємної моделі знаходяться без урахування гіроскопічних моментів, в першому наближенні, тоді як в балково-масовій моделі наразі з розрахунком частот власних коливань виконується аналіз критичних швидкостей з урахування гіроскопічних моментів. Розбіжність результатів зумовлена тим, що в об'ємній моделі є можливість завдання розподіленої жорсткості по всій довжині опорної цапфи підшипника, а в балково-масовій моделі жорсткості опор задаються в вузлі.

Основними перевагами балково-масової моделі є те, що без втрати якості розрахунків є можливість використання менш ресурсоємної моделі, що дозволяє проводити більшу кількість досліджень за той самий проміжок часу. Проте, для визначення адекватності різних моделей, побудованих за допомогою стандартних програмних засобів, необхідно виконувати побудову і ідентифікацію кожної моделі.

**Список використаних джерел**

1. Руководство для учащихся по изучению программного обеспечения SolidWorks [Электронный ресурс] - Режим доступа: https://www.solidworks.com/sw/docs/student_wb_2011_rus.pdf. - Назва з екрану.

2. Басов К.А. ANSYS. Справочник пользователя / К.А. Басов. - Изд. 2-е. - Москва: ДМК Пресс, 2012. - 639с.

3. Фритцсон Д. Динамическое моделирование – приобретение знаний при разработке продукции [Электронный ресурс] / Д. Фритцсон, Л.-Э. Стакке. -Режим доступа: <http://evolution.skf.com/ru>. - Назва з екрану

4. Программные продукты (роторная динамика) [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.rotordynamics.ru/soft.shtml> . - Назва з екрану.

5. Программный комплекс Concepts NREC / Agile Engineering Design System [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.rescent.ru/>. - Назва з екрану.

6. Martynenko G. Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness/ G. Martynenko ///International Journal of Automotive and Mechanical Engineering.- 2016; 13(2).- P. 3293-3308

7. Мартыненко Г.Ю. Способы учета и моделирование сил сопротивления различной физической природы в механических, динамических, колебательных и роторных системах / Г.Ю. Мартыненко, А.Н. Марусенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка та міцність машин. -2016. - № 46.- С. 52-59.

8. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. - Изд. 4-е. - Москва: Дрофа, 2004. - 591с.

Список джерел в транслітерації

1. Rukovodstvo dlja uchashhihsja po izucheniju programmnogo obespechenija SolidWorks [Elektronnij resurs] - Rezhim dostupu: https://www.solidworks.com/sw/docs/student_wb_2011_rus.pdf. - Nazva z ekranu.

2. Basov K.A. ANSYS. Spravochnik pol'zovatelja / K.A. Basov. - Izd. 2-e, - Moskva: DMK Press, 2012. - 639 s.

3. Fritcson D. Dinamicheskoe modelirovanie – priobretenie znanij pri razrabotke produkcii [Elektronnij resurs] / D. Fritcson, L.-Je. Stakke -Rezhim dostupa: <http://evolution.skf.com/ru>. - Nazva z ekranu.

4. Programmnye produkty(rotornaja dinamika) [Elektronnij resurs] - Rezhim dostupu: <http://www.rotordynamics.ru/soft.shtml> .

5. Programmnyj kompleks Concepts NREC / Agile Engineering Design System [Elektronnij resurs] - Rezhim dostupu: <http://www.rescent.ru/>. - Nazva z ekranu.

6. Martynenko G. Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness/ G. Martynenko ///International Journal of Automotive and Mechanical Engineering.- 2016; 13(2).- P. 3293-3308

7. Martynenko G.Ju. Sposoby ucheta i modelirovanie sil soprotivlenija razlichnoj fizicheskoj prirody v mehanicheskix, dinamicheskix, kolebatel'nyh i rotornyh sistemah / G.Ju. Martynenko, A.N. Marusenko // Visnik NTU «HPI». Serija: Dinamika ta micnist' mashin.- № 46.-2016.- S. 52-59.

8. Babakov I.M. Teoriya kolebanij/I.M.Babakov.-Izd.4-e,-Moskva:Drofa, 2004.-591s.

ВОЗМОЖНОСТИ СТАНДАРТНЫХ ПРОГРАММНЫХ СРЕДСТВ ПО УЧЕТУ ЖЕСТКОСТНЫХ СВОЙСТВ ОПОР ПРИ РАСЧЕТЕ ДИНАМИКИ РОТОРОВ ТУРБОМАШИН

Аннотация. Проведен анализ возможностей стандартных программных средств для учета упругих свойств опор при расчете динамических характеристик роторов турбомашин. С помощью специализированных стандартных средств построено объемную и балочно-массовую модели ротора турбокомпрессора на жестких и упругих опорах. С использованием разработанных моделей проведено исследование частот собственных колебаний и критических скоростей вращения ротора с учетом типа опор. Проанализирована целесообразность использования различных типов моделей и соответствующих стандартных программных средств для расчета динамического поведения роторов для получения необходимых результатов.

Ключевые слова: динамика ротора, упругие опоры, жесткие опоры, критические скорости вращения, объемная модель, балочно-массовая модель.

POSSIBILITIES OF STANDARD SOFTWARE TO ACCOUNT RIGIDITY PROPERTIES AT THE CALCULATION OF THE DYNAMICS OF TORBOMASHIN ROTORS

Annotation. Analysis of the capabilities of standard software for calculating the elastic properties of supports in the calculation of the



dynamic characteristics of rotors of turbomachines is carried out. The volumetric and beam-mass model of the rotor of the turbocharger on rigid and elastic supports using specialized standard means are constructed. The study of the frequencies of natural vibrations and critical rotational speeds of the rotor was carried out using the developed models, taking into account the type of supports.

The expediency of using different types of models and corresponding standard software for calculating the dynamic behavior of rotors for obtaining the desired results were shown.

Key words: rotor dynamics, elastic supports, rigid supports, critical rotational speeds, volumetric model, beam-mass model.

Відомості про авторів

Мартиненко Геннадій Юрійович – кандидат технічних наук, доцент, кафедра «Динаміка і міцність машин» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (вул. Кирпичева, 2, м. Харків, Україна, 61002, e-mail: gmartynenko@ukr.net).

Марусенко Олексій Миколайович – аспірант, «Інститут проблем машинобудування ім. А. Підгорного» НАН України (вул. Пожарського, 2/10, м. Харків, Україна, 61046, e-mail: alexeymars.am@gmail.com).

Мартыненко Геннадий Юрьевич – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Динамика и прочность машин» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт» (ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина, 61002, e-mail: gmartynenko@ukr.net).

Марусенко Алексей Николаевич – аспирант, «Институт проблем машиностроения им. А. Подгорного» НАН Украины (ул. Пожарского, 2/10, г. Харьков, Украина, 61046, e-mail: alexeymars.am@gmail.com).

Martynenko Gennadii – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department "Dynamics and Strength of Machines" National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute" (St. Kirpicheva 2, Kharkov, Ukraine, 61002, e-mail: gmartynenko@ukr.net).

Marusenko Oleksii – postgraduate student, Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems, National Academy of Sciences of Ukraine (St. Pozharsky, 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046, e-mail: alexeymars.am@gmail.com).