

Foundation Interaction / Zhiqiang Hu, Wei Wang, Puning Jiang, Qinghua Huang, Jianhua Wang, Sihua Xu, Jin He and Lei Xiao // ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition Volume 1B.-Düsseldorf: International Gas Turbine Institute, 2014. – PP. V01BT27A041, 8 pages. **10.** Turnbull Alan Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth / Alan Turnbull // Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences. – London: The Royal Society, 2014. – PP. 20140254, 19 pages.

Bibliography (transliterated): **1.** Abashidze A.I. Fundamenty mashin teplovykh elektrostancij. A.I.Abashidze, F.V.Sapozhnikov, A.T.Kazandzhyan. Moscow: Energiya, 1975. 256 Print. **2.** Shul'zhenko N.G. Chislennyj analiz kolebanij sistem turboagregat-fundament. N.G.Shul'zhenko, Yu.S.Vorob'ev. Kyiv: Naukova dumka, 1991. 232 Print. **3.** Zhovdak V.O. Modelirovanie fundamenta dlya mnogokorpusnogo turboagregata. V.O.Zhovdak, S.V.Krasnikov, A.V.Toryanik, O.S.Stepchenko. Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Dynamika i micnist' mashyn. Kharkiv: NTU "KhPI", 2008. No 36. 81-88 Print. **4.** Krasnikov S.V. Modelyuvannya ta doslidzhennya micnosti prodol'no armovanoho elementu fundamentu. S.V.Krasnikov. Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Dynamika i micnist' mashyn. Kharkiv:

NTU "KhPI", 2015. No 55. 47-49 Print. **5.** HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. Tokyo: Japan, 2009. 104 Print. **6.** Adhhikari Sukanta Turbo-Generator Foundation. Sukanta Adhhikari. Structural Engineering Forum of India. New Delhi: SEFI, 2010. 1-19 Print. **7.** Chowdhury Indrajit Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Chowdhury Indrajit, Dasgupta P. Shambhu. Leiden: CRC Press, 2009. 616 Print. **8.** Gu Ping New dynamic participation factor for turbine generator foundation Practice Periodical on Structural Design and Construction. Gu Ping. VA.: American Society of Civil Engineers, 2009. No 15 (1). 54–62 Print. **9.** Zhiqiang Hu A Seismic Analysis on Steam Turbine Considering Turbine and Foundation Interaction. Zhiqiang Hu, Wei Wang, Puning Jiang, Qinghua Huang, Jianhua Wang, Sihua Xu, Jin He and Lei Xiao. ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition Volume 1B.-Düsseldorf: International Gas Turbine Institute, 2014. V01BT27A041, 8 pages Print. **10.** Turnbull Alan Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth. Alan Turnbull. Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences. London: The Royal Society, 2014. 20140254, 19 pages Print.

Надійшла (received) 21.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Красніков Сергій Васильович, кандидат технічних наук, доцент, Харківській національній автомобільно-дорожній університет: тел. (+038057) 707-37-30; e-mail: vsevkr@yandex.ru

Krasnikov Sergij Vasylovych, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University: phone (+038057) 707-37-30; e-mail: vsevkr@yandex.ru

УДК 621.375

Г. Ю. МАРТИНЕНКО, О. М. МАРУСЕНКО

ОСОБЛИВОСТІ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПАРАМЕТРИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРИВ ЗА ДОПОМОГОЮ РІЗНИХ МОДЕЛЕЙ

Проведено аналіз власних частот і форм коливань моделей ротора, побудованих і розрахованих за допомогою програмних комплексів машинобудівного призначення. Розроблено програмний продукт для побудови моделей ротора, проведення розрахунків їх динамічних характеристик з наочним представленням результатів. Програма забезпечує зв'язок з макросом і програмним комплексом для проведення розрахунку, а також з браузером для перегляду отриманих результатів.

Ключові слова: динаміка ротора, магнітні підшипники, критичні швидкості, параметричне моделювання.

Вступ. Широка область застосування відцентрових компресорів призводить до невеликої серійності їх випуску і різноманітності конструктивних рішень компресорів. При розробці нових конструкцій експериментальна перевірка має особливе значення, займає багато часу та потребує значних коштів. Правильний вибір методів розрахунку та проектування значно скорочує тривалість і вартість експериментів для отримання необхідних якостей компресорів [1-3]. Тому актуальною задачею є параметричне моделювання складних конструкцій та його автоматизація, що проводиться на основі існуючих спеціалізованих програмних пакетів – систем автоматизованого проектування та інженерного аналізу.

Одним з основних елементів відцентрового ком-

пресора є ротор (вал з робочими колесами та іншими навісними елементами), який зазвичай працює на високих швидкостях обертання. При використанні таких роторів необхідно враховувати особливості їх конструкцій і поведінки під дією різних навантажень [4, 5]. Актуальною задачею стає вибір найбільш раціональних конструкцій ротора та способів їх обпирання. Існують як контактні так і безконтактні системи обпирання роторів. В роботі розглядаються конструкції ротора з жорсткими та пружними опорами [6, 7]. Пружні опори представляють собою масляні підшипники ковзання з пружними вкладками або магнітні підшипники.

Аналіз роторної динаміки в різних програмних комплексах розширює об'єм отриманих результатів,

що пояснюється можливостями та спеціалізацією кожного програмного комплексу (ПК).

Мета роботи – проведення порівняльного аналізу динамічної поведінки ротора з різним типом опирань та створення інтегрованого програмного продукту для автоматизації параметричного моделювання ротора відцентрового компресора, проведення розрахунків його динамічних характеристик. Аналіз конструкцій проводиться в різних спеціалізованих програмних комплексах.

Для досягнення мети в роботі розглядається турбоблок агрегату для перекачки газу, що містить відцентровий компресор, одним з основних елементів якого є ротор в системі пружно-демпферних опор. Проводиться побудова об'ємної та балково-масової моделей ротора відцентрового компресора. Об'ємна модель наводиться в двох варіантах - на жорстких та пружних опорах, що представляють собою підшипники ковзання або активні магнітні підшипники. Побудова балково-масової моделі ротора передбачає також пружні опори. Розроблення інтегрованого програмного продукту дасть змогу автоматично будувати балково-масові моделі ротора з різними параметрами та проводити аналіз їх динамічної поведінки з мінімальними затратами часу.

Методи дослідження. Більшість відомих спеціалізованих програмних комплексів базуються на методі скінченних елементів. Загальне рівняння для визначення динамічної поведінки конструкції ротора мають вигляд:

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

де $[M]$ – матриця мас; $[C]$ – матриця демпфування; $[K]$ – матриця жорсткості; $[G]$ – гіроскопічна матриця; $[B]$ – матриця демпфування, пов'язаного з обертальним рухом; $\{\ddot{u}\}$ – вектор вузлових прискорень; $\{\dot{u}\}$ – вектор вузлових швидкостей; $\{u\}$ – вектор вузлових переміщень.

З метою визначення динамічних характеристик ротора в роботі вирішується задача розрахунку власних частот і форм коливань за допомогою рівняння виду:

$$([K] - \omega^2[M])\{u\} = 0. \quad (2)$$

Пошук амплітудно-частотних характеристик ротора урахує зовнішні навантаження, що представляють собою відцентрові сили, проекції яких на осі системи координат Y і Z (перпендикулярні осі валу) та змінюються в протифазі за гармонійним законом:

$$\begin{aligned} F_y &= \omega^2 F (\cos \alpha \cos \omega t + \sin \alpha \sin \omega t), \\ F_z &= \omega^2 F (\cos \alpha \sin \omega t + \sin \alpha \cos \omega t), \end{aligned} \quad (3)$$

$$F = m_e e,$$

де m_e – невідносна маса; e – ексцентриситет; α – фаза невідношеності; ω – кутова швидкість обертання.

Побудова моделей. Компресор агрегату для перекачки газу (ГПА) зображено на рис. 1 [8], його ротор складається з валу, на якому розташовано: півмуфта, цапфи підшипників, робочі колеса 1-ї та 2-ї ступені, думіс, упорний диск осьового підшипника.

пені, думіс, упорний диск осьового підшипника.

Побудова фізичної моделі включає в себе ідеалізацію властивостей конструкції і зовнішніх навантажень. При побудові об'ємної моделі деталі створювалися окремо, а їх компонування дозволяє отримати повноцінну модель.

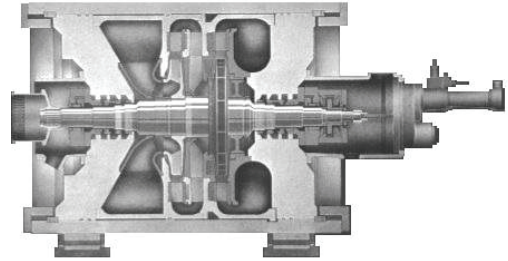


Рисунок 1 – Поздовжній розріз компресора ГПА

В конструкції використовуються наступні матеріали: вал, навісні елементи (крім цапф підшипників) – сталь конструкційна легована; цапфи підшипників – сталь електротехнічна.

Різні типи опор обумовлюють різницю значень частот і амплітуд коливань роторів. Використання пружних опор дозволяє знизити амплітуди коливань ротора за рахунок виникнення ефекту самоцентрування. За допомогою варіювання жорсткістю і демпфувальними властивостями підшипників можна досягнути зниження порогу зони підвищених вібрацій, звуження даної зони та зменшення амплітуд коливань [6]. Тому в роботі розглядаються дві об'ємні моделі ротора з опорами різного типу, а саме модель ротора на жорстких опорах та модель на пружних опорах.

Початковий розрахунок проведено для об'ємної моделі із жорсткими опорами, що передбачає закріплення в радіальному напрямку на цапфах та обмеження переміщень в поздовжньому напрямку на упорному диску (рис. 2).

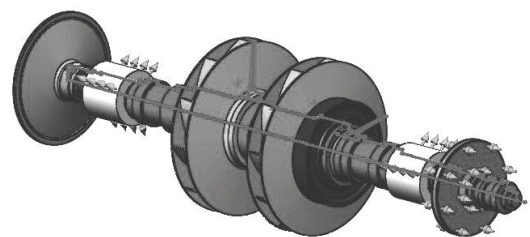


Рисунок 2 – Об'ємна модель ротора на жорстких опорах

Об'ємна модель ротора на пружних опорах передбачає пружний зв'язок між цапфами підшипників, що закріплені на валу ротора, та їх нерухомими обоймами. На циліндричних та плоских гранях обойм підшипників – жорстке закріплення (рис. 3).

Для побудови балково-масової моделі ротора на пружних опорах, що імітують дію активних магнітних підшипників створено макрос (набір команд з параметрами). Блок-схема макросу зображена на рис. 4. Прямі ділянки валу ротора будуються балковими елементами, а навісні елементи – зосередженими масами з моментами інерції. Значення мас та моментів інерції розрахунково може бути отримано із об'ємної моделі.

Дію магнітів замінено дією пружних елементів з визначеною жорсткістю. Граничні умови для створеної моделі полягають в жорсткому закріпленні вільних вузлів пружних елементів (рис. 5).

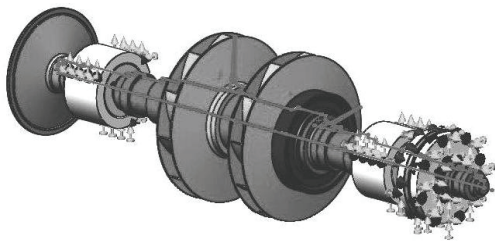


Рисунок 3 – Об’ємна модель ротора на пружних опорах

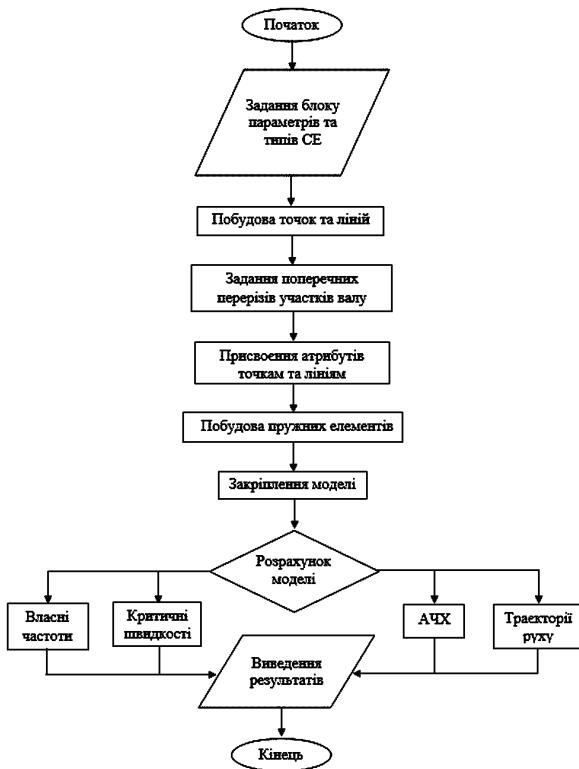


Рисунок 4 –Блок-схема макросу

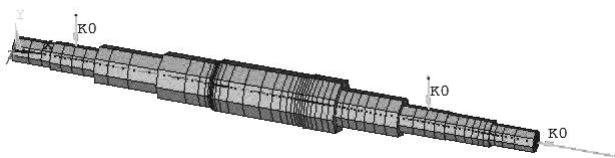


Рисунок 5 – Балково-масова модель на пружних опорах

Результати розрахунків. Забезпечення раціонального балансу між точністю та часом, необхідним на кожен розрахунок, потребує підбору розмірності скінченно-елементної сітки. В роботі проведено верифікацію, тобто на різній розмірності сітки здійснено серію розрахунків власних частот коливань об’ємної моделі. В результаті отримана скінченно-елементна модель, для якої похибка, обумовлена сітковою дискретизацією, не перевищувала 0,5 %.

Порівняння власних частот коливань об’ємних

моделей ротора з жорстким та пружним обпиранням наведено в табл. 1. Використання пружних опор зменшує частоту коливань ротора.

Результати розрахунку власних частот коливань роторів у об’ємної моделі на пружних опорах та балково-масової моделі також різні, що відображено в табл. 2. Форми коливань моделей ротора на власних частотах наведено в табл. 3.

Таблиця 1 – Порівняння власних частот коливань об’ємної моделі з різним типом обпирання

№	Власні частоти коливань ротора на жорстких опорах, Гц	Власні частоти коливань ротора на пружних опорах, Гц	Розбіжність, %
1	147,61	81,06	45,1
2	289,28	189,52	34,5
3	465,77	213,21	54,2

Таблиця 2 – Порівняння власних частот коливань об’ємної та балково-масової моделей на пружних опорах

№	Власна частота (об’ємна модель), Гц	Власна частота (балково-масова моделі), Гц	Розбіжність, %
1	81,06	78,97	2,6
2	189,52	178,248	5,9
3	162,9	192,749	15,4
4	213,21	247,365	13,8

Порівняльний аналіз власних частот коливань показує, що перші дві частоти об’ємної моделі є більшими ніж у балково-масової, наступні дві – навпаки. Це пояснюється урахуванням деформованості навісних елементів при розрахунках об’ємної моделі.

Балково-масова модель ротора дозволяє отримати згинальні та поздовжні частоти і форми коливань ротора. Об’ємна модель будувалась з урахуванням детальної геометрії всіх навісних елементів, що дозволило додатково отримати частоти і форми з урахуванням деформованості навісних елементів. Тому для однакових форм розбіжності значень власних частот ротора, що отримані в різних програмних комплексах, відрізняються в межах від 2,6 % до 15,4 % залежно від номера частоти. Розбіжність частот обумовлена урахуванням деформованості навісних елементів при розрахунках об’ємної моделі ротора у порівнянні з результатами розрахунку балково-масової моделі, яка замінює навісні елементи зосередженими масами з моментами інерції.

Програмний продукт. Для автоматизації моделювання роторів на пружних опорах і проведення варіантних динамічних аналізів його поведінки розроблено програмний продукт на об’єктно-орієнтованій мові програмування. Розроблений програмний продукт дає можливість за допомогою зміни мінімальної кількості фізичних та геометричних параметрів забезпечити автоматизовану побудову моделі ротора, провести розрахунки власних частот коливань, критичних швидкостей обертання з діаграмами Кемпбела, побудувати амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) та орбіти руху ротора, відобразити результати розрахунків. Застосовано інтегровану середу розробки

Таблиця 3 – Форми коливань ротора

№	Форма		
	Об'ємна модель на жорстких опорах	Об'ємна модель на пружних опорах	Балково-масова модель на пружних опорах
1			
2			
3			
4			

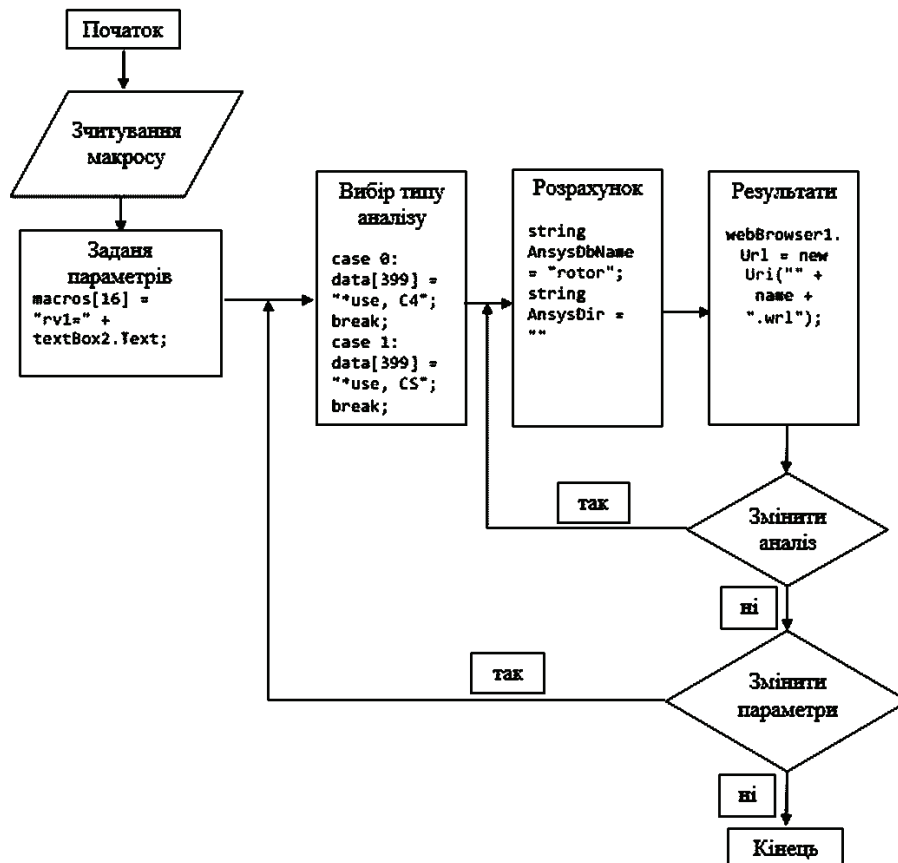


Рисунок 6 – Блок-схема програми

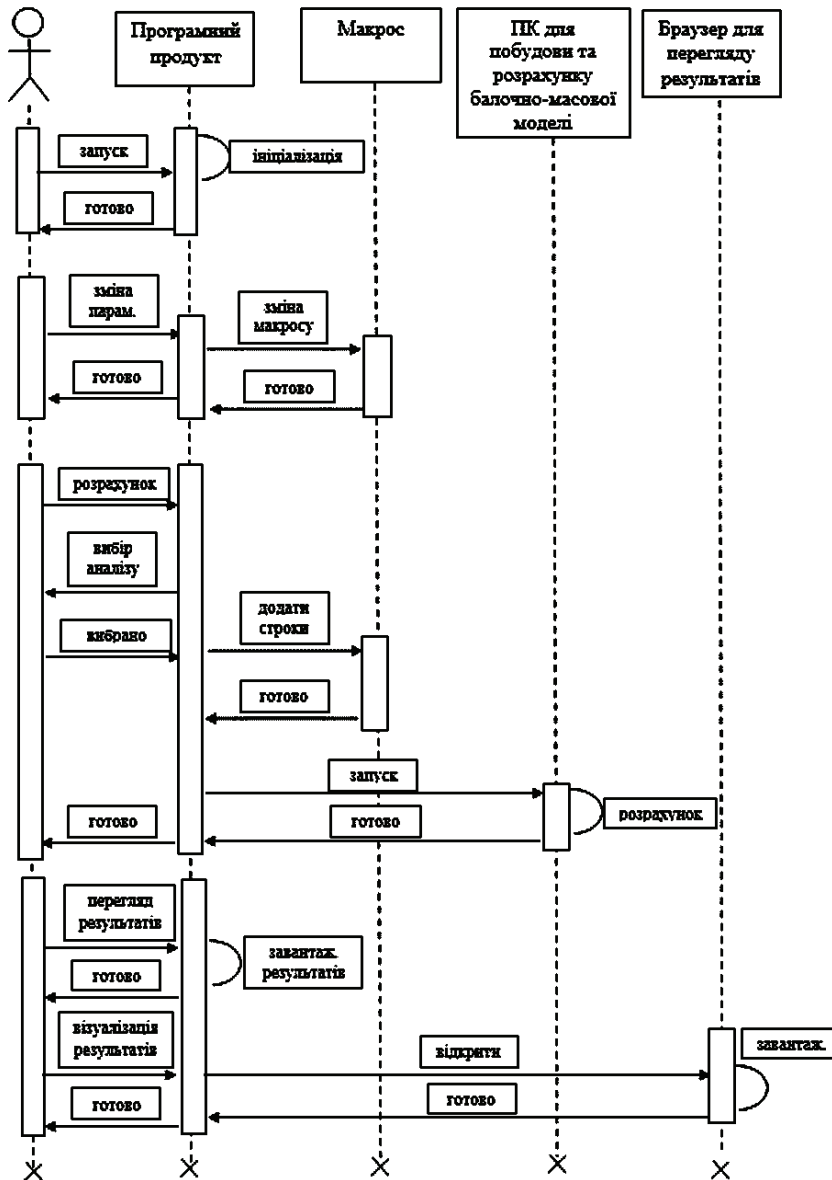


Рисунок 7 – Діаграма послідовності

програмного забезпечення, за допомогою якої здійснено взаємодію з ПК для побудови і розрахунку балково-масової моделі та браузером для перегляду результатів.

Робота програми передбачає задання вихідних параметрів, побудову моделі, проведення певного аналізу, виведення результатів, надає можливість зміни типу розрахунку та параметрів. В загальному вигляді блок-схема програми зображена на рис. 6.

Так як в результаті роботи програми співпрацюють декілька об'єктів, то їх взаємодію, впорядковану за часом, доцільно описати діаграмою послідовності, яку зображено на рис. 7.

Робоче вікно містить дві вкладки: параметри та результати. Головною є вкладка «Параметри» (рис. 8), яка містить: допоміжний рисунок (позиція 1); введення вхідних даних (позиція 2-13, 13-17); пункт «Змінити», для відображення зміни місця навісних елементів (позиція 15); кнопка «Застосувати» (позиція 18); кнопка «Розрахунок» (позиція 19).

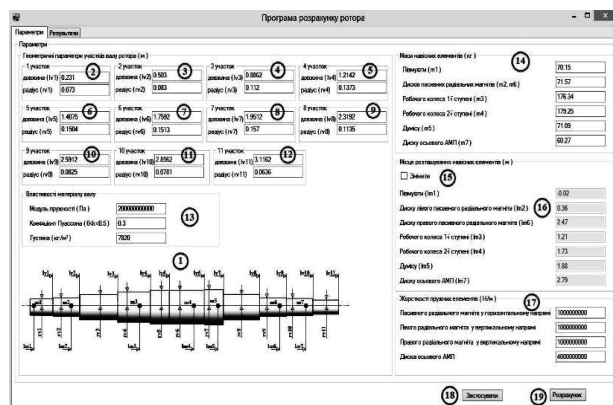


Рисунок 8 – Вкладка «Параметри»

Вкладка «Результати» (рис. 9) містить: поле для виведення візуального представлення результатів (позиція 1); поле для виведення результатів в числовому вигляді (позиція 2); діапазон переміщень при проведенні аналізу власних частот коливань.

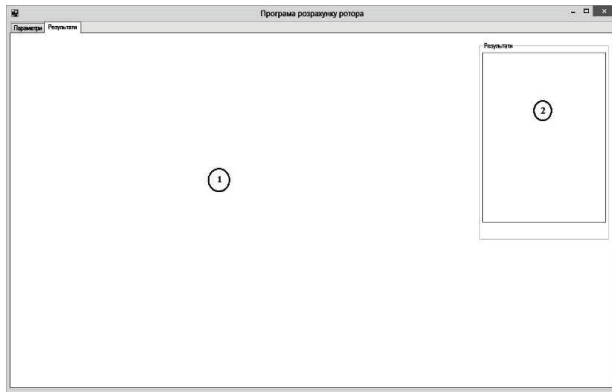


Рисунок 9 – Вкладка «Результати»

Коректність роботи програмного продукту перевірено порівнянням результатів розрахунків, отриманих за допомогою програми, з результатами розрахунків, одержаних за допомогою макросів, при однакових значеннях параметрів.

Результати розрахунку власних частот коливань наведено на рис. 10. При аналізі результатів надається можливість детального розгляду форми коливань. При натисненні в правому полі на значення частоти, форма відповідно змінюється.

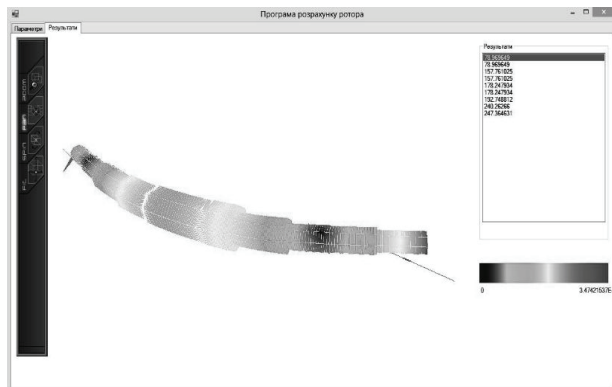


Рисунок 10 – Результати аналізу «Власні частоти коливань»

Результати розрахунку критичних швидкостей обертання наведено на рис. 11. До них відносяться діаграма Кемпбелла, що візуально представляє результати, та значення критичних швидкостей обертання ротора в рад/с.

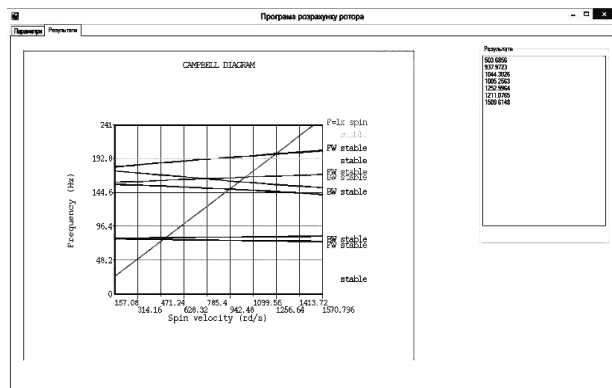


Рисунок 11 – Результати аналізу «Критичні швидкості обертання»

При розрахунку «АЧХ» отримано амплітудно-частотну характеристику у вузлах ротора, які розташовано на місцях кріплення опор (рис. 12).

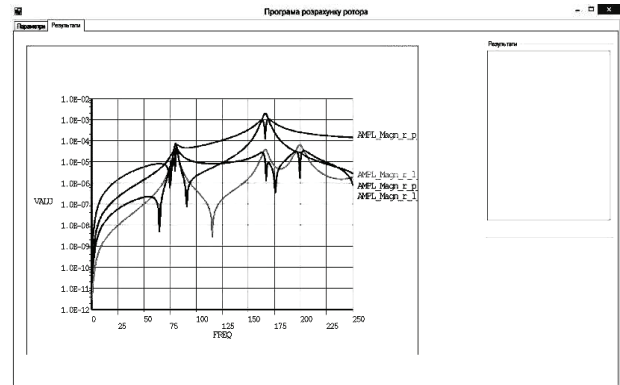


Рисунок 12 – Результати аналізу «АЧХ»

Також передбачено візуалізацію траєкторії руху вузлів ротора, які розташовані на його осі (рис. 13), що дає змогу візуально оцінити поведінку ротора при обпиранні з визначеною частотою.

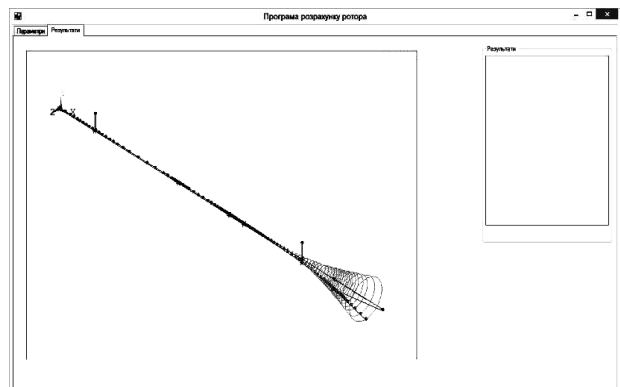


Рисунок 13 – Результати аналізу «Орбіти руху»

Аналіз отриманих результатів показує, що програмний продукт має значну інформативність, отримані результати мають наочне подання.

Висновки. В роботі побудовано об'ємні та балково-масова моделі ротора на жорстких та пружних опорах, проведено верифікацію сітки скінченних елементів, розраховано власні частоти та форми коливань моделей на базі методу скінченних елементів, проведено порівняльний аналіз частот та форм коливань моделей з різним типом обпирань.

Підтверджено, що використання пружних опор замість жорстких є доцільним і дозволяє, не накладаючи обмеження на конструкцію і розміри ротора та зберігаючи оптимальні конструктивні параметри, здійснювати більш легкий перехід через критичні швидкості, ніж при використанні жорстких опор, а також значно зменшувати амплітуди вібрацій і тиск ротора на опори в закритичній області за рахунок ефекту самоцентрування, що настає після проходження критичної швидкості

Результати порівняльного аналізу показують, що об'ємна модель ротора більше наближена до реальної

конструкції через урахування геометричних особливостей всіх складових частин, тоді як балково-масова модель надає більше можливостей для аналізу роторної динаміки.

Результатом роботи є розроблений інтегрований програмний продукт, який дає можливість проводити динамічний аналіз балково-масової моделі ротора. Програма дозволяє змінювати необхідні параметри ротора, забезпечує зв'язок з макросом та програмним комплексом для побудови та проведення розрахунку моделі, а також із браузером для перегляду отриманих результатів. Програма полегшує проведення аналізу динамічної поведінки ротора та зменшує затрати часу при розрахунках моделі та дослідженні результатів.

Список літератури: 1. Ястребова Н. А. Технология компрессоростроения / Н. А. Ястребова, А. И. Кондаков, В. Д. Лубенец, А. Н. Виноградов. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с. 2. Хисамеев И. Г. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров / И. Г. Хисамеев, В. А. Максимов, Г. С. Баткис, Я. З. Гузельбаев. – Казань: ФЭН, 2010. – 671 с. 3. Ахмедзянов А. Методика расчета и моделирование центробежных компрессоров / А. Ахмедзянов, А. Б. Козловская, Н. Б. Проскура // Авиационная и ракетно-космическая техника. – 2010. – Т. 14, № 3, вып. 38. – С. 62–71. 4. Мартиненко Г. Ю. Общий подход к моделированию нелинейной динамики жестких роторов в магнитных подшипниках различных типов / Г. Ю. Мартыненко // Доповіді Національної академії наук України. – 2012. – №3. – С. 78-84. 5. Мартыненко Г. Ю. Особенности адекватного математического моделирования динамического поведения роторов в активных магнитных подшипниках газотранспортных и газотурбинных установок / Г. Ю. Мартыненко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Х.: Технологический центр, – 2009. – №4/4, вып. 40. 6. Мартыненко Г. Ю. История, актуальные проблемы, методы и средства анализа явлений роторной динамики с учетом традиционных и магнитных подшипни-

ков / Г. Ю. Мартыненко // Вісник НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 77-131 7. Кельзон А. С. Расчет и конструирование роторных машин / А. С. Кельзон, Ю. Н. Журавлев, Н. В. Январев. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с. 8. Мартыненко Г. Ю. Расчетные исследования ротора турбокомпрессора газоперекачивающего агрегата на управляемом электромагнитном подвесе. – Режим доступа: http://library.kpi.kharkov.ua/JUR/ITE_2004_1_Martynenko_Raschetnyyeissledovaniya.pdf.

Bibliography (transliterated): 1. Jastrebova N. A., Kondakov A. I., Lubenec V. D., Vinogradov A. N. Tehnologija kompressorostroenija. Moscow: Mashinostroenie, 1987. Print. 2. Hisameev I. G., Maksimov V. A., Batkis G. S., Guzel'baev Ja. Z. Proektirovanie i jekspluacija promyshlennyh centrobezhnyh kompressorov. Kazan': FJeN, 2010. Print. 3. Ahmedzjanov A., Kozlovskaja A. B., Proskurina N. B. Metodika rascheta i modelirovanie centrobezhnyh kompressorov. Aviacionnaja i raketno-kosmicheskaja tehnika. 2010. No 3. 62–71. Print. 4. Martinenko G. Ju.. Obshhij podhod k modelirovaniju nelinejnoj dinamiki zhestkih rotorov v magnitnyh podshipnikah razlichnyh tipov. Dopovidi Nacional'noi akademii nauk Ukraini. 2012. No 3. 78-84. Print. 5. Martynenko G. Ju. Osobennosti adekvatnogo matematicheskogo modelirovanija dinamicheskogo povedenija rotorov v aktivnih magnitnyh pidshipnikah gazotransportnih i gazoturbinnyh ustanovok. Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij. Kharkiv: Tehnologicheskij centr. 2009. No 4/4. Print. 6. Martynenko G. Ju. Istorija, aktual'nye problemy, metody i sredstva analiza javlenij rotornoj dinamiki s uchetoм tradicionnyh i magnitnyh podshipnikov. Visnik NTU «KhPI». 2014. No 58 (1100). 77-131 Print. 7. Kel'zon A. S., Zhuravlev Ju. N., Janvarev N. V. Raschet i konstruirovanie rotornyh mashin. Leningrad: Mashinostroenie, 1977. 288. Print. 8. Martynenko G. Ju. Raschetnye issledovaniya rotora turbokompressora gazoperekachivajushhego agregata na upravljaemom jelektromagnitnom podvese. 2004. Web. <http://library.kpi.kharkov.ua/JUR/ITE_2004_1_Martynenko_Raschetnyye20%issledovaniya.pdf>.

Надійшла (received) 14.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мартиненко Генадій Юрійович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «ХП», доцент кафедри «Динаміка і міцність машин»; тел.: (057) 707-69-87; e-mail: gmartynenko@ukr.net.

Martunenko Genadii Uriyovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "KhPI", Associate Professor at the Department of Dynamics and strength of machines; tel.: (057) 707-69-78.

Марусенко Олексій Миколайович – Національний технічний університет «ХП», студент; тел.: (057) 707-69-87; e-mail: alexeymars@mail.ru.

Marusenko Olexsii Mukolayovych – National Technical University "KhPI", student; tel.: (057) 707-69-78.