

*М.М. ТКАЧУК, А.В. ГРАБОВСЬКИЙ, М.А. ТКАЧУК, О.Ю. ШУТЬ, А.І. ЛІПЕЙКО,  
М.В. ПРОКОПЕНКО, Б.Я. ЛИТВИН, О.О. ГУЛЮК, Н.К. ВЕРВЕЙКО, Є.М. ОВЧАРОВ*

### РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЖОРСТКОСТІ СИСТЕМИ «ВАЛ – ПІДШИПНИКОВІ ОПОРИ» КОМПРЕСОРА НАГНІТАЧА ПОВІТРЯ

Для визначення жорсткості системи «вал – підшипникові опори» компресора нагнітача повітря застосовано розрахунково-експериментальний метод. Цей метод полягає у паралельному здійсненні чисельних та експериментальних досліджень напружено-деформованого стану досліджуваного об'єкту. Варійованими є жорсткісні характеристики підшипникових опор. Порівнювалися величини переміщень у характерних точках вала та підшипникових опор. За результатами досліджень визначені параметри досліджуваної системи «вал – підшипникові опори» компресора нагнітача повітря. Варіювався кут повороту тіл кочення у підшипниках. Визначено його вплив на прогини вала та підшипникових опор. Установлено також, що внаслідок пружного деформування вала переміщення його консольного кінця нижче, ніж переміщення підшипникових опор.

**Ключові слова:** роторна система; розрахунково-експериментальний метод; турбокомпресор; скінченно-елементний аналіз; напружено-деформований стан; критична швидкість обертання

*Н.Н. ТКАЧУК, А.В. ГРАБОВСКИЙ, Н.А. ТКАЧУК, А.Ю. ШУТЬ, А.И. ЛИПЕЙКО,  
Н.В. ПРОКОПЕНКО, Б.Я. ЛИТВИН, А.А. ГУЛЮК, Н.К. ВЕРВЕЙКО, Е.Н. ОВЧАРОВ*

### РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ СИСТЕМЫ «ВАЛ - ПОДШИПНИКИ ОПОРЫ» КОМПРЕССОРА НАГНЕТАТЕЛЯ ВОЗДУХА

Для определения жесткости системы «вал – подшипниковые опоры» компрессора нагнетателя воздуха применен расчетно-экспериментальный метод. Этот метод заключается в параллельном осуществлении численных и экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния исследуемого объекта. Варьируемыми являются жесткостные характеристики подшипниковых опор. Сравнивались величины перемещений в характерных точках вала и подшипниковых опор. По результатам исследований определены параметры исследуемой системы «вал - подшипниковые опоры» компрессора нагнетателя воздуха. Варьировался угол поворота тел качения в подшипниках. Определено его влияние на прогибы вала и подшипниковых опор. Установлено также, что в результате упругого деформирования вала перемещения его консольного конца ниже, чем перемещения подшипниковых опор.

**Ключевые слова:** роторная система; расчетно-экспериментальный метод; турбокомпрессор; конечно-элементный анализ; напряженно-деформированное состояние; критическая скорость вращения

*М.М. ТКАЧУК, А. ГРАБОСКИЙ, М.А. ТКАЧУК, О. SHUT, А. LIPEYKO, М. ПРОКОПЕНКО,  
В. LYTUVYN, О. GULYUK, N. VERVEJKO, Ye. OVCHAROV*

### COMPUTATIONAL-EXPERIMENTAL EVALUATION OF STIFFNESS IN A SYSTEM SHAFT-BEARING SUPPORTS OF A SUPERCHARGER AIR COMPRESSOR

Combined computational and experimental method has been applied to determine stiffness of shaft and bearing supports in a turbocharger. The method suggests parallel analysis of stress-strain state of the studied object by computer simulation and experimental measurements. The stiffness parameters of elastic supports are varied throughout the analysis. The compared quantities are the displacements at control points on the shaft and in the bearings. This results in a complete set of parameters for the model. The rotation angle of rollers in the bearings has been varied as well. The dependence of shaft deflections and displacements in the elastic supports on this parameter have been evaluated. It has been established that the elastic displacement of the cantilever end of the shaft is smaller than the displacements in the bearing supports.

**Key words:** rotor system; computational-experimental method; turbocharger; finite element analysis; stress-strain state; critical rotational velocity

**Вступ.** Нагнітачі повітря сучасних форсованих двигунів важких транспортних засобів мають забезпечувати високу продуктивність. Це викликано потребою у великій кількості повітря, причому у значному діапазоні частот обертання двигуна. З цією метою привід турбокомпресора нагнітача повітря виконано комбінованим. Потужність на вал компресора надходить, з одного боку, від двигуна, а, з іншого, – від турбіни, яка приводиться в дію енергією газів, що відпрацювали у двигуні. Відтак, розроблена оригінальна конструктивна схема, наведена на рис. 1. Її особливістю є консольне розташування робочого колеса 5 (див. рис. 1). Відповідно, на жорсткість, міцність та критичні швидкості обертання цієї роторної системи значний вплив чинять жорсткісні властивості системи «вал – підшипникові опори 2, 3» (див. рис. 1). Тому особливої уваги потребує визначення саме цих характеристик. Це дослідження потребує поєднання розрахункових та експериментальних етапів.

**Аналіз існуючих методів та моделей досліджень.** Аналіз поведінки динамічної роторної системи «вал – робоче колесо (диск із лопатями) –

підшипникові опори» привертає увагу багатьох дослідників. Це викликано тим, що ця система схильна до появи критичних режимів на певних частотах обертання. Відповідно, у першу чергу аналізуються коливальні процеси, які супроводжують такого типу конструкції.

- 1 – вал;
- 2 – роликівий підшипник;
- 3 – кульковий підшипник;
- 4 – зубчастий привід;
- 5 – робоче колесо з лопатями

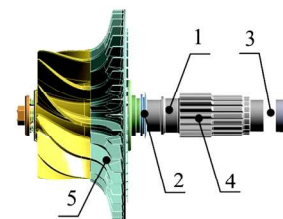


Рисунок 1 – Оригінальна конструктивна схема нагнітача повітря динамічної роторної системи турбокомпресора

У роботах [1–3] досліджуються зв'язані згина-

© М.М. Ткачук, А.В. Грабовський, М.А. Ткачук, О.Ю. Шуть, А.І. Ліпейко, М.В. Прокопенко, Б.Я. Литвин, О.О. Гулюк, Н.К. Вервейко, Є.М. Овчаров, 2020

льні та крутильні вібрації роторної системи з нелінійним тертям. Так, у [1] для з'ясування основного механізму збудження та характеристик вібрацій, вигину та крутильної нелінійної динаміки представлена модель роторної системи з нелінійним тертям. Характеристика динамічного тертя описується кривою, що генерує нелінійне тертя, пов'язане з відносною швидкістю. Рівняння руху незбалансованої роторної системи встановлюються на основі підходу Лагранжа. Чисельним розрахунком визначені зв'язані вібраційні характеристики роторної системи при нелінійному терті. Обговорюється вплив основних параметрів системи на її поведінку. Діаграми біфуркації, часові ряди, фазові портрети та карти Пуанкаре для аналізу динамічних характеристик роторної системи та результати виявляють багатотформатні складні нелінійні динамічні реакції роторної системи при терті. Ці результати аналізу можуть дати теоретичне уявлення відносно конструктивного проектування роторних систем і створюють можливість використовувати його для діагностики вібраційних несправностей у таких роторних системах.

У роботах [4–7] описана параметрична нестабільність гнучкої роторної системи під дією періодичного збурення. Наприклад, у роботі [4] представлено моделювання та динамічний аналіз ротора з базовим збудженням. Для ідеалізації ротора турбокомпресора використана модель гнучкого вала і жорсткого диску. Обчислюються нелінійні гідродинамічні сили, які вносяться до дискретизованих рівнянь руху методом скінченних елементів, що інтегруються за часом. Ураховується також сили дисбалансу. Визначаються ділянки нестабільності. Робота дає можливість обґрунтування проекту ротора турбонаддуву автомобільного двигуна, встановленого на гідродинамічних підшипниках, підтримуваних в'язкопружними пружинами.

У роботах [8–10] автори запропонували метод зменшення амплітуди коливань турбокомпресорів із пасивними та активними магнітними підшипниками. Так, у роботі [8] запропоновано метод зменшення амплітуди коливань турбокомпресорів в резонансах і резонансних зонах, що відповідають одній із критичних швидкостей, починаючи від нуля до робочих швидкостей обертання. Метод базується на здатності змінювати нелінійну характеристику сили та демпфувальні властивості активних магнітних підшипників та пасивних магнітних підшипників нової конструкції шляхом зміни електричних параметрів електромагніту. Запропонована конструкція пасивного магнітного підшипника з постійними кільцевими магнітами, де обмотка керування забезпечує короточасну зміну жорсткості підшипника ротора. Такі підшипники можуть реалізувати метод виходу ротора з критичних швидкостей під час різноспрямованого прискорення ротора. Раніше цей метод був здійснений лише для активних магнітних підшипників. Однак повна магнітна підвіска ротора із застосуванням двох радіальних пасивних підшипників та одного осьового активного магнітного підшипника більш вигідна порівняно з трьома активними магнітними підшипниками. Доцільність розробленого методу обґрунтована результатами

дослідження. У дослідженні були представлені результати чисельного аналізу, який моделював процес переходу через резонанси початкової системи за значного зниження амплітуд вібрації. Нелінійна система диференціальних рівнянь розв'язувалася за допомогою методу Рунге-Кутти 5-го порядку. Результати були подані у вигляді тривимірних спектрів переміщення опорних точок та амплітудно-частотних характеристик. Ці результати були підтверджені експериментальними даними, отриманими для лабораторних установок, які реалізували комбіновану пасивно-активну магнітну підвіску ротора. Загальна відносна похибка вимірювань підтверджена на рівні менше 0,5%. Невідповідність між експериментальними та чисельними даними за амплітудами – у межах 2–3%, а для резонансної частоти вона становила менше 0,2%. Отже, ці дослідження обґрунтували доцільність застосування пасивних магнітних підшипників із керованою жорсткістю.

У статті [11] запропонована інженерна методика визначення радіальної податливості на прикладі циліндричних роликів підшипників. Враховуючи, що відомі теоретичні підходи до розрахунку податливості підшипників кочення містять досить складні аналітичні залежності, складається ситуація, що вимагає громіздких обчислень. Тому для розробки інженерного підходу до розрахунку радіальної податливості підшипників запропонована інженерна методика визначення радіальної податливості на прикладі циліндричних роликів підшипників. Враховано радіальний зазор, контактні деформації деталей, деформації вигину і перекис кілець для випадків дії на підшипник центрального радіального навантаження і радіального навантаження з ексцентриситетом. Прийнята спрощена лінійна розрахункова модель визначення кута перекосу кілець справедлива для малих кутів, коли зберігається контакт уздовж всієї довжини ролика. Розрахунок радіальної податливості роликів підшипників при нецентральному радіальному навантаженні ґрунтується на визначенні суми змінних пружних деформацій у контакті кілець і найбільш навантаженого ролика. Значення пружних деформацій визначаються за відомими формулами розв'язання контактної задачі теорії пружності з урахуванням розбіжності геометричних центрів зовнішнього і внутрішнього кілець. Адекватність запропонованої методики підтверджується результатами розрахунків питомої податливості циліндричного роликівого підшипника з центральним радіальним навантаженням. За запропонованою методикою отримані значення питомої податливості на 3...4 % менші порівняно з аналогічними результатами відомої методики. На прикладі циліндричного роликівого підшипника здійснено дослідження конструктивних параметрів з урахуванням нецентрального радіального навантаження. Продемонстровано зниження податливості підшипника зі збільшенням кількості роликів і жорсткості зовнішнього кільця, а також зі зменшенням ексцентриситету радіального навантаження.

Незважаючи на суттєве просування у напрямках досліджень, окреслених у роботах [1–11] та багатьох інших, вони не вичерпують усіх проблем-

них аспектів, що виникають при розробці та модернізації турбокомпресорів. Особливо це стосується досліджуваної конструкції нагнітача повітря компресора із консольним розташуванням робочого колеса (див. рис. 1). У цьому випадку основну увагу варто звернути на формування балансу переміщень у зазорі між лопатями робочого колеса та прямою поверхнею дифузора (статора). Разом із тим на цей баланс впливають деформації вала та підшипникових опор, характеристики яких невідомі.

Таким чином, створився певний дефіцит інформації для формування достовірної розрахункової моделі досліджуваної роторної системи.

**Мета роботи** – розрахунково-експериментальне дослідження жорсткісних характеристик системи «вал – підшипникові опори» компресора нагнітача повітря.

**Постановка задач досліджень.** У досліджуваній системі «вал – робоче колесо (диск із лопатями) – підшипникові опори» найбільш невизначеними є жорсткісні властивості підшипникових опор. Зазвичай для цих опор визначають експериментально або розрахунковим шляхом радіальну жорсткість  $c$  (або обернену характеристику – податливість  $\lambda = 1/c$ ) як силу, яка викликає одиничну величину осадки опори. Для цього визначають певний рівень навантаження  $P$  та переміщень  $w$ , які фіксуються і розраховуються. Тоді у першому наближенні

$$P = cw; c = P/w; \lambda = w/P. \quad (1)$$

Якщо система працює у околі деякого номінального навантаження  $P_0$ , то нелінійна у загальному випадку залежність  $w(P)$  лінеаризується:

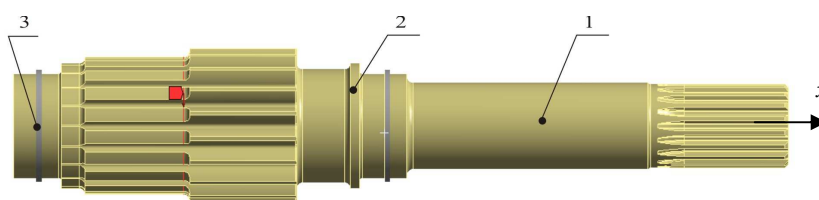
$$w = w(P); c = dP/dw; \lambda = dw/dP. \quad (2)$$

Разом із тим для роторних систем досліджуваного типу (див. рис. 1) важливою особливістю є те, що вони працюють у широкому діапазоні навантаження  $P$ . Можливий перехід навантаження через нульовий рівень: у цьому випадку значну роль відіграють суттєво нелінійні складові переміщень підшипникових опор. Одна із складових ( $\delta$ ) визначається деформуванням у контактній внутрішній та зовнішній обійм підшипників у взаємодії із тілами кочення. Інша складова зумовлена наявністю зазорів  $\Delta$  між цими елементами підшипника. При цьому

$$\delta = \delta(P); \Delta(P) = const. \quad (3)$$

Таким чином, становить інтерес залежність  $\delta(P)$ , оскільки зазор  $\Delta$  є або заданим, або таким, що може бути вимірним.

Важливо, що для визначення  $\delta(P)$  слід брати



1 – вал; 2, 3 – підшипникові опори

Рисунок 2 – Геометрична модель роторної частини турбокомпресора та схема обпирання

до уваги значну кількість чинників. Сама ця залежність є шуканою в умовах невизначеності даних. У таких умовах варто звернутися до методу розрахунково-експериментальних досліджень [12]. Цей метод дає змогу ідентифікувати шукану залежність  $\delta(P)$  як таку, що мінімізує невідповідність результатів чисельних ( $N$ ) та експериментальних ( $E$ ) досліджень (у цьому випадку – прогинів  $w$ ):

$$\delta(P) = \arg \min \|w_E - w_N\|. \quad (4)$$

Тут виникають питання щодо вибору об'єкту розрахунків та досліджень, з одного боку, а також міри невідповідності у співвідношенні (4), – з іншого.

Зважаючи на те, що для поставленої задачі найбільш значущим є внесок деформування вала  $l$  та опор 2, 3 (див. рис. 1), то саме ця система визначена як досліджувана. Як порівнювані визначені прогини у зонах опор, між ними та на консольному кінці вала.

Таким чином, формуються такі задачі:

- 1) чисельні дослідження напружено-деформованого стану досліджуваної системи «вал – підшипникові опори»;
- 2) експериментальні дослідження напружено-деформованого стану досліджуваної системи «вал – підшипникові опори»;
- 3) аналіз результатів експериментальних досліджень.

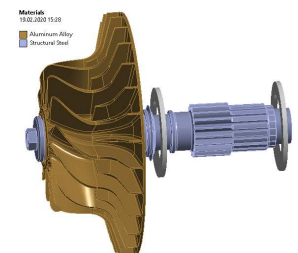
Теоретичні і чисельні дослідження здійснені у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут», експериментальні – на ДП «Завод імені В.О. Малишева».

**1. Чисельні дослідження напружено-деформованого стану досліджуваної системи «вал – підшипникові опори».** Для здійснення чисельних досліджень напружено-деформованого стану цієї системи побудовані її параметричні геометричні та скінченно-елементні моделі (рис. 2, 3). У цих моделях варійованими є статичні характеристики жорсткості опор  $\delta_2(P)$ ,  $\delta_3(P)$  (рис. 4).

У загальному випадку залежності  $\delta_2(P)$ ,  $\delta_3(P)$  є довільними. Проте у цьому випадку обмежилися варіантами білінійних залежностей, отже, визначальними є параметри  $\lambda_1 \div \lambda_4 (c_1 \div c_4)$ ,  $k_2(P), k_3(P)$ .

Оскільки досліджувана «вал – робоче колесо – підшипникові опори» є статично визначеною, то для зручності до розгляду введено «січну» податливість:

$$k_2(P) = \frac{\delta_2(P)}{P}; k_3(P) = \frac{\delta_3(P)}{P}. \quad (5)$$



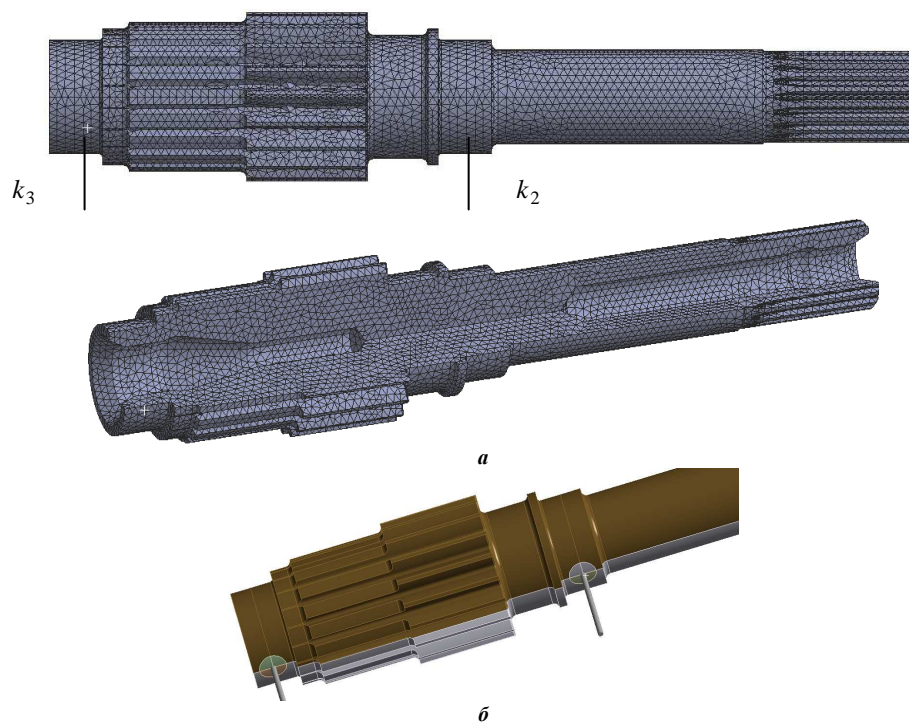


Рисунок 3 – Вал роторної частини турбокомпресора із опорами:  
 а – скінченно-елементна модель вала; б – схема з'єднання опор з валом

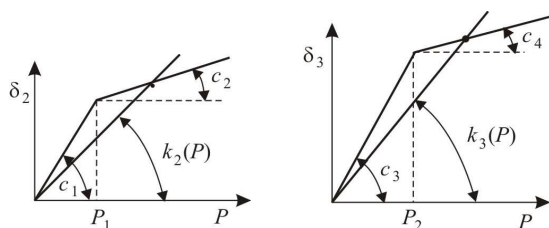


Рисунок 4 – Апроксимаційні залежності  $\delta_2(P)$ ,  $\delta_3(P)$

Подаючи деформований стан у вигляді накладання деформації пружного вала на абсолютно жорстких опорах (I) та його зміщення як абсолютно жорсткого, але на податливих опорах (II), одержуємо:

$$w(x) = w_I(x) + w_{II}(x), \quad (6)$$

де  $x$  – поздовжня координата.

Отже, інтерес становить напружено-деформований стан досліджуваної системи у двох крайніх випадках I і II, а загальна картина розподілу

прогинів виявляється їх суперпозицією (6).

Відповідно, було розраховано напружено-деформований стан досліджуваної системи за рівня навантажень  $P_{\max} = 6$  кН. На рис. 5, 6 наведені розподіли прогинів та напружень у валі. Видно, що прогини вала між жорсткими опорами незначні (на рівні 10 мкм), а консольного кінця – більш ніж удвічі вищі (на рівні 20 мкм). Крім того, рівень еквівалентних напружень за Мізесом – невисокий (до 72 МПа). Разом із тим податливість опор привносить у деформований стан суттєву додаткову складову – переміщення зростають до рівня 45 мкм, тобто удвічі.

Таким чином, пружна деформація вала призводить до виникнення суттєвих переміщень як міжопорної, так і (особливо) – консольної частини. Отже, систему не можна розглядати як жорсткий вал на пружних опорах. Також не можна нехтувати податливістю опор.

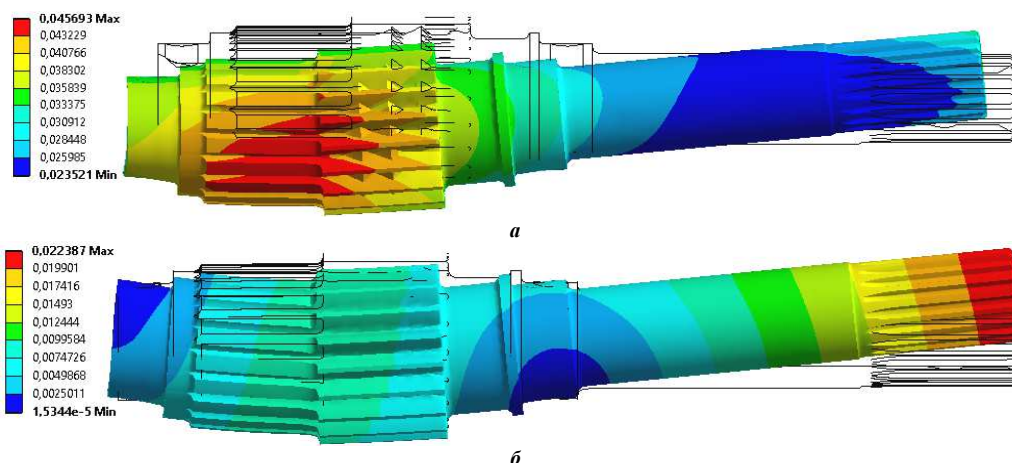


Рисунок 5 – Вертикальні переміщення прогину вала роторної частини турбокомпресора:  
 а – на пружних опорах; б – на жорстких опорах

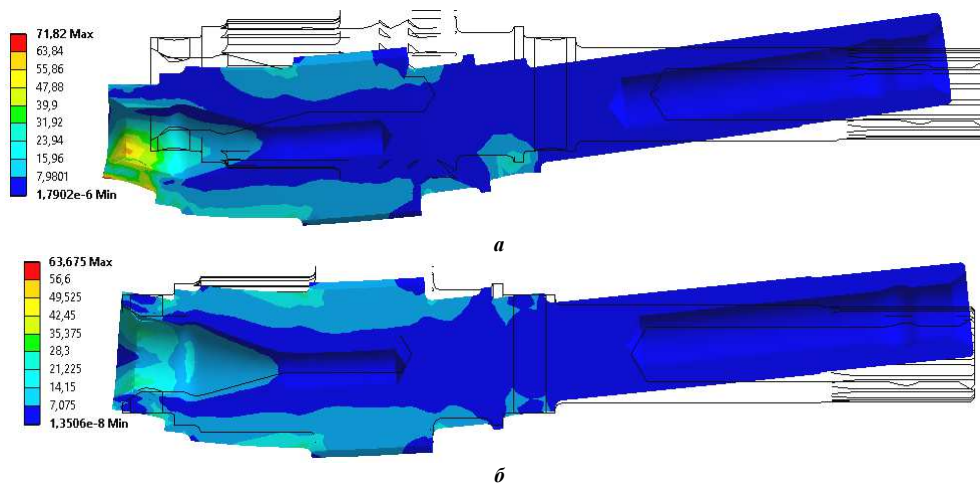


Рисунок 6 – Еквівалентні напруження з Мізесом у валі роторної частини турбокомпресора, МПа:  
а – на пружних опорах; б – на жорстких опорах

На наступному етапі визначено прогини жорсткого вала на пружних опорах. Враховуючи статичну визначеність, було обчислено поведінку системи у двох крайніх випадках:

- 1)  $\lambda_1 = \lambda_1 = 0$ , тобто абсолютно жорстка опора 2;
- 2)  $\lambda_3 = \lambda_4 = 0$ , тобто абсолютно жорстка опора 3.

Відповідно, поєднання розподілів, наведених на рис. 5, 7, дає результуючий розподіл

$$w(x) = w_1(x) + \chi_2 \cdot w_{II}^1(x) + \chi_3 \cdot w_{II}^2(x), \quad (7)$$

де  $\chi_2, \chi_3$  – деякі коефіцієнти масштабування «січної» податливості (тобто відношення поточного її значення до номінального, яке було прийняте у розрахунках).

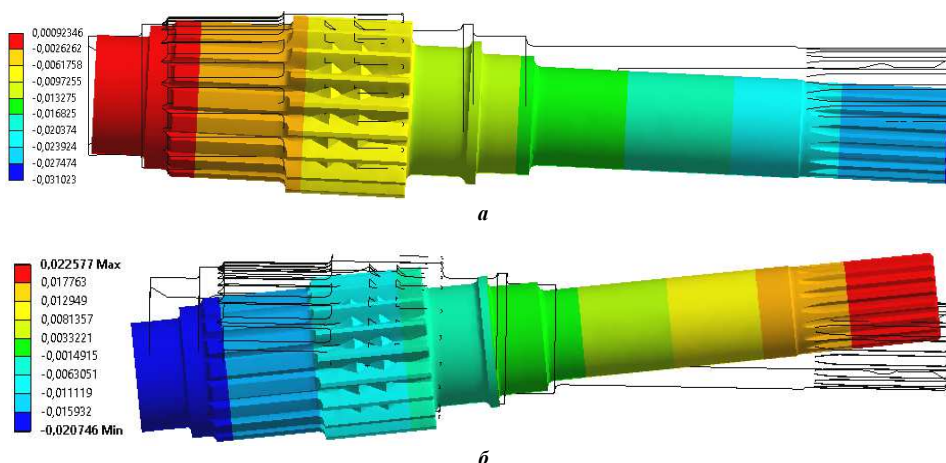


Рисунок 7 – Прогини досліджуваної системи «вал – підшипникові опори»:  
а - опора 3 – абсолютно жорстка, опора 2 – податлива; б - опора 2 – абсолютно жорстка, опора 3 – податлива

У залежності (7) розподіли  $w(x)$  є лінійними комбінаціями параметрів  $k_2, k_3$ . Варіюючи їх у певному діапазоні, можна визначити за критеріями (4) відповідні характеристики  $\lambda_1 \div \lambda_4$ . Одержана таким чином скінченно-елемента модель досліджуваної системи «вал – підшипникові опори» дає можливість надалі досліджувати її напружено-деформований стан і вібрації.

**2. Експериментальні дослідження напружено-деформованого стану досліджуваної системи «вал – підшипникові опори».** Для дослідження була обрана універсальна випробувальна машина ф. Лозенгаузен, яка за своїми характеристиками дає можливість здійснювати навантаження стисненням в інтервалі від 0 Н до 10 кН з ціною поділки 50 Н. Розміри рухомої траверси цієї машини забезпечують розташування на ній опор для встановлення

валу із підшипниками та магнітних стійок для фіксації індикаторів переміщень годинникового типу. Вимірювання переміщень під час випробувань здійснювали двома багатообертними індикаторами типу МІГ-1 із ціною поділки 1 мкм кожен. Індикатори встановлювали на валу вертикально у заданих точках. Загальний вигляд випробувальної машини з установленими пристосуваннями та валом ротора з підшипниками наведених на рис. 8.

Під час досліджень були виконані випробування за трьома схемами (А, В, С, рис. 9), за якими вал з підшипниками розташовували на призматичних опорах та прикладали зусилля посередині між підшипниками.

За схемою випробувань А (рис. 9, а) було виконано чотири варіанти вимірювань:

*варіант 1* – прикладання навантаження на тіло кочення обох підшипників;

*варіант 2* - прикладання навантаження між тілами кочення обох підшипників;

*варіант 3* - прикладання навантаження при довільному розташуванні тіл кочення обох підшипників;

*варіант 4* - за вар. 3 після прокручення валу на кут  $60^\circ$ .

За кожним варіантом було виконано по три серії навантажень від 0 Н до 6 кН (600 кгс). Навантаження виконували безперервно зі зняттям показників переміщення через кожні 250 Н одночасно з двох індикаторів.

За схемою випробувань В (рис. 9, б) навантаження виконували при довільному розташуванні тіл кочіння обох підшипників. Показники переміщень за індикаторами фіксували через кожні 100 Н. Було виконано три серії навантажень.

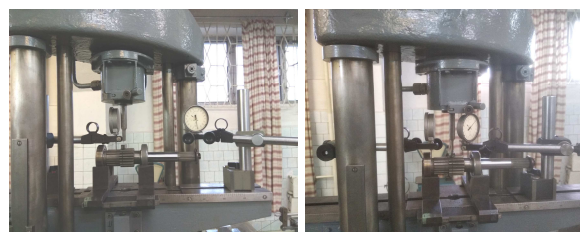
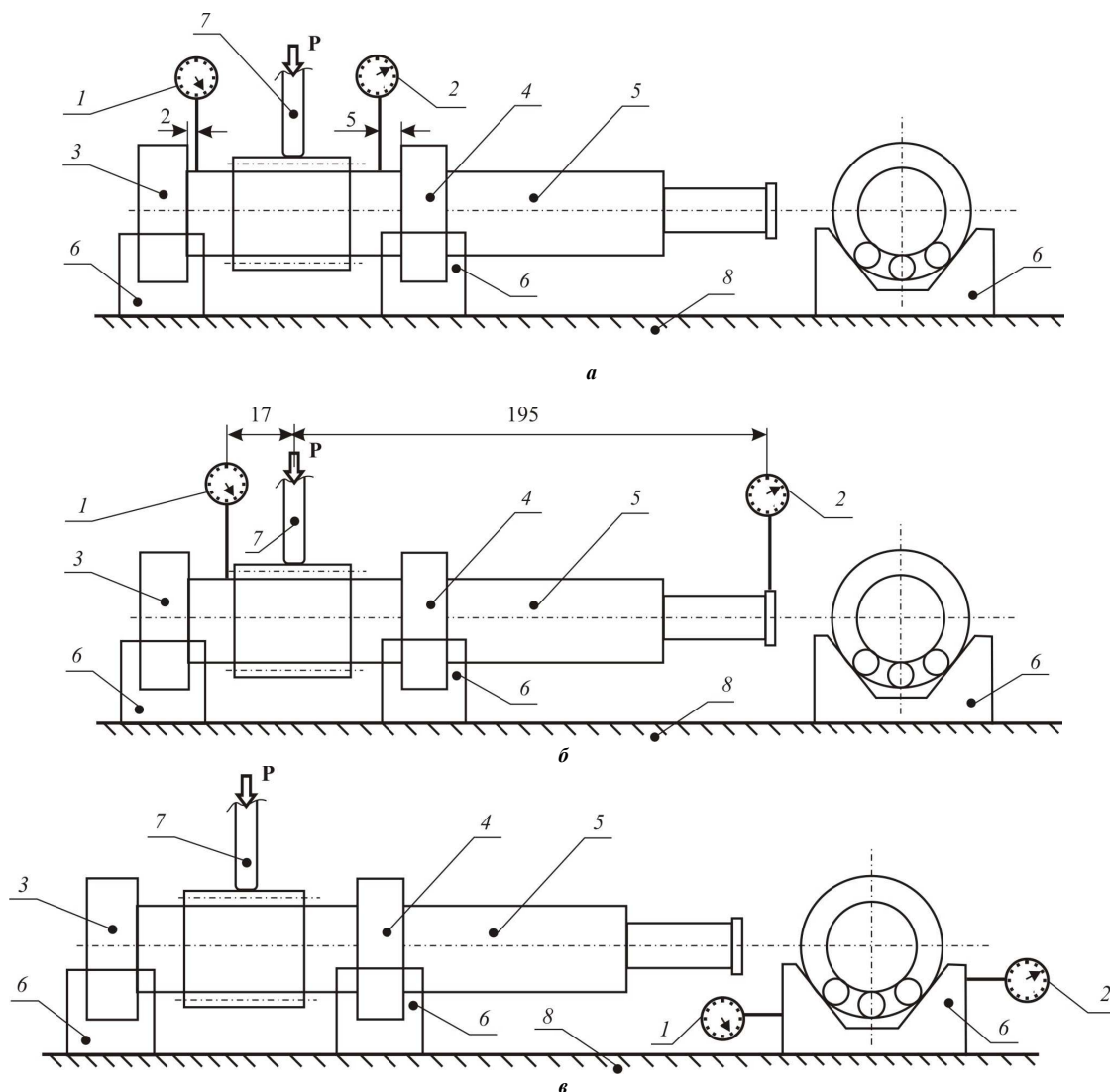


Рисунок 8 - Загальний вигляд випробувальної машини з установленими пристосуваннями та валом ротора з підшипниками: а - схема А; б - схема В

Випробування за схемою С (рис. 9, в) було здійснено для виявлення деформації опор, на які спиралися підшипники. Для цього індикатори було встановлено, як наведено на рис. 9, в.



1 – індикатор 1 (точка 1); 2 – індикатор 2 (точка 2); 3 - підшипник; 4 - підшипник; 5 - вал ротора; б - опори; 7 - пуансон випробувальної машини; 8 - траверса випробувальної машини

Рисунок 9 - Схема випробувань вала ротора 459ME.52.513, зібраний із підшипниками: а - схема випробувань А; б - схема випробувань В; в - схема випробувань С

Результати досліджень за схемою випробувань А наведені на рис. 10-13.

Результати дослідження за схемою В наведені на рис. 14.

Результати дослідження за схемою випробувань

С продемонстрували практичну відсутність переміщень точок призматичних опор у діапазоні діючих навантажень. Отже, ці опори не вносять помітної складової у переміщення у досліджуваній системі.

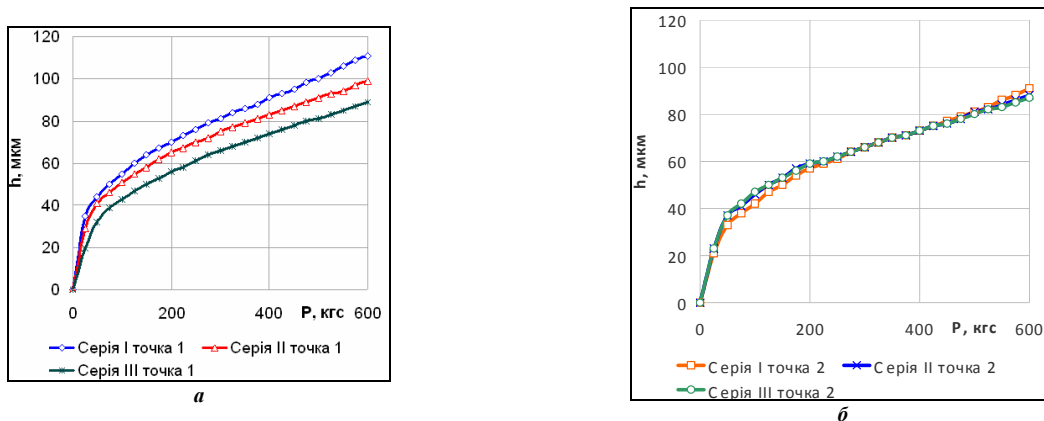


Рисунок 10 – Переміщення (осадка) опор, див. рис. 9, а (схема А, вар. 1): а - точки 1; б - точки 2

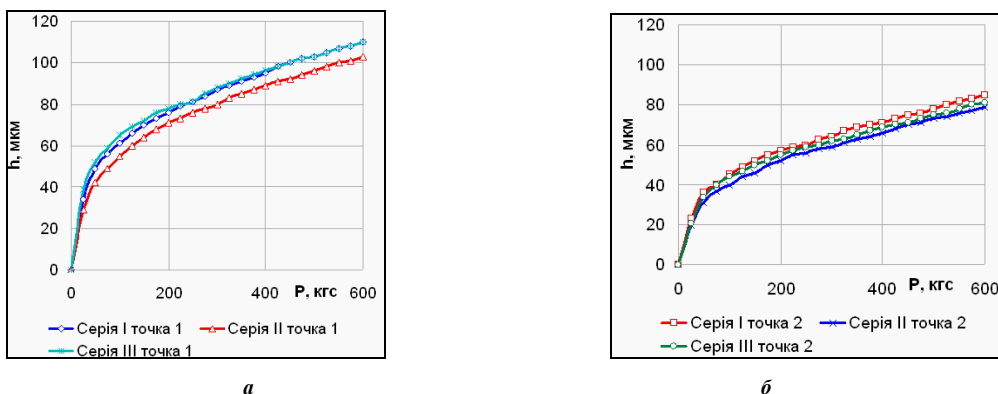


Рисунок 11 – Переміщення (осадка) опор, див. рис. 9, а (схема А, вар. 2): а - точки 1; б - точки 2

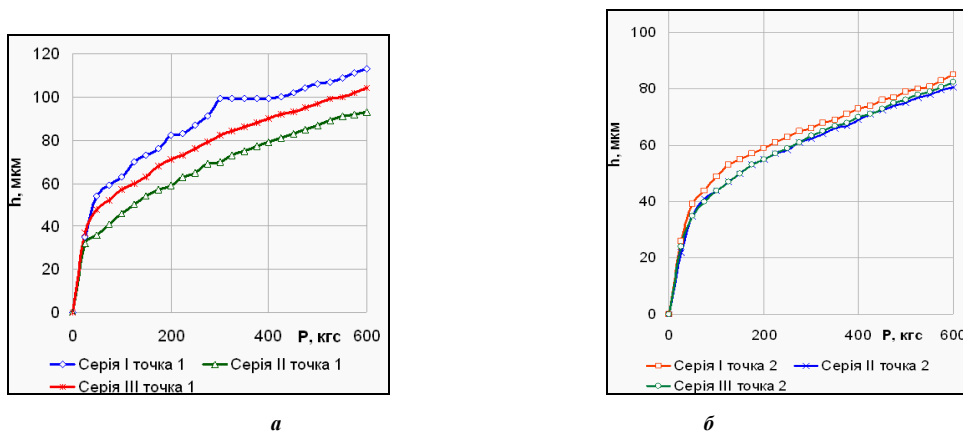


Рисунок 12 – Переміщення (осадка) опор, див. рис. 9, а (схема А, вар. 3): а - точки 1; б - точки 2

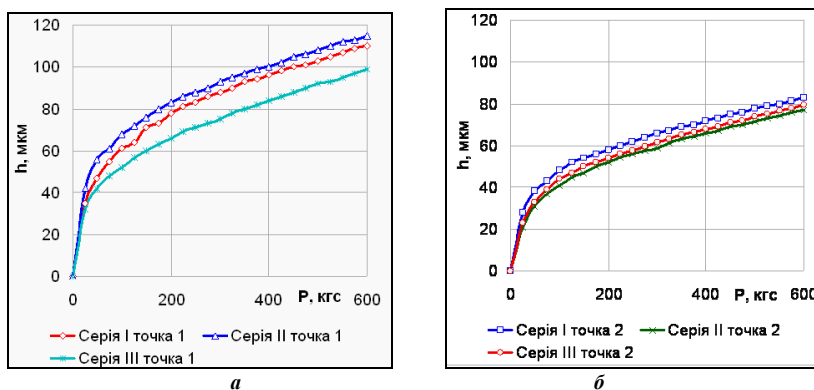


Рисунок 13 – Переміщення (осадка) опор, див. рис. 9, а (схема А, вар. 4): а - точки 1; б - точки 2

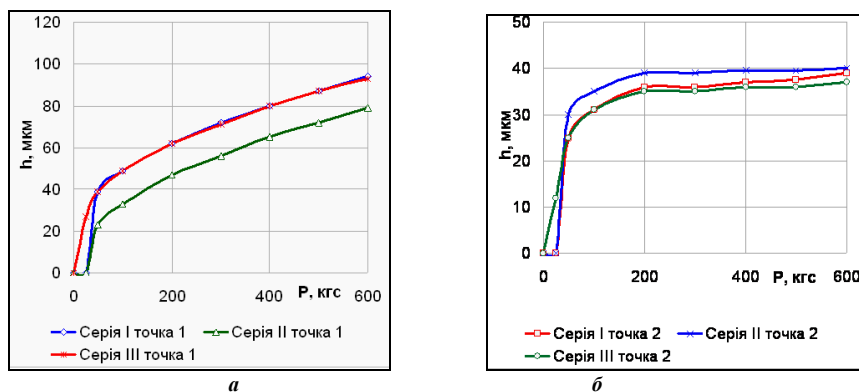


Рисунок 14 – Переміщення (прогин) міжопорної та консольної частин вала, див. рис. 9, б (схема В):  
а - точки 1; б - точки 2

Таким чином, за результатами експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Отримані залежності переміщень ( $w$ , мкм) контрольних точок від діючих навантажень згідно схем А, В, С.

2. Схеми навантажень забезпечують жорстке (без переміщень) фіксування підшипників у призматичних опорах.

3. Залежності переміщень від діючих навантажень мають нелінійний характер.

**3. Аналіз результатів розрахунково-експериментальних досліджень.** Здійснені розрахунково-експериментальні дослідження системи «вал – підшипникові опори» дали можливість визначити деякі характерні особливості її напружено-деформованого стану.

1. Рівень напружень у валі роторної системи турбокомпресора є незначним із огляду на механічні властивості матеріалу, із якого він виготовлений (сталь), допустимі напруження на порядок перевищують рівень діючих еквівалентних напружень за Мізесом.

2. Залежність пружної осадки підшипникових опор від діючих навантажень носить нелінійний характер. У першому наближенні ця залежність може бути апроксимована білінійною функцією.

3. Переміщення точок вала складаються із компонент від пружних деформацій власне самого вала та лінійного розподілу, викликаного деформуванням підшипникових опор. Рівні цих переміщень сумірні, тому не можна нехтувати деформуванням жодного із елементів при формуванні верифікованої чисельної моделі напружено-деформованого стану та коливань досліджуваної системи «вал – робоче колесо (диск із лопатями) – підшипникові опори».

4. Одержані результати чисельних та експериментальних досліджень дають можливість визначити достовірні жорсткісні характеристики підшипникових опор, а також скінченно-елементну сітку, яка дає змогу із заданою точністю визначити напружено-деформований стан вала.

**Висновки.** Наведені результати дають можливість зробити наступні висновки.

1. У роботі розроблено загальний підхід, параметричні моделі та розрахунково-експериментальний метод досліджень напружено-деформованого стану системи «вал – підшипникові опори» роторних сис-

тем турбокомпресорів.

2. Здійснені дослідження продемонстрували повну відповідність характеристик напружено-деформованих станів вала на опорах, одержаних, із одного боку, чисельними розрахунками, а з іншого – експериментальним шляхом.

3. Одержані результати розрахунково-експериментальних досліджень дають змогу верифікувати параметри досліджуваної роторної системи. Зокрема, залежно від рівня діючих навантажень, параметри нелінійної залежності «осадка опор – діюча сила» мають різні апроксимації за заданої допустимої похибки.

Таким чином, запропонована та реалізована методологія дає можливість будувати адекватні та точні чисельні моделі досліджуваних роторних систем «вал – робоче колесо (диск із лопатями) – підшипникові опори». Ці моделі у подальшому будуть конкретизовані для окремих варіантів досліджуваних конструкцій та використані для аналізу їх напружено-деформованого стану і коливань.

#### Література

- Hua C., Cao, G., Rao, Z. *et al.* Coupled bending and torsional vibration of a rotor system with nonlinear friction. *J Mech Sci Technol* **31**, 2679–2689 (2017).
- Shi M. L., D. Z. Wang and J. G. Zhang, Nonlinear dynamic analysis of a vertical rotor-bearing system, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27 (1) (2013) 9–19.
- Hua C., Z. Rao, N. Ta and Z. Zhu, Nonlinear dynamics of a rub-impact rubber bearing-rotor system with Stribeck friction model, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (8) (2015) 3109–3119.
- Reddy, Mutra Rajasekhara, and J. Srinivas. Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering* 144 (2016): 825–832.
- Han, Qinkai, and Fulei Chu. Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions. *Applied Mathematical Modelling*. 39, no. 15 (2015): 4511–4522.
- Avramov K., M. Shulzhenko, O. Borysiuk, and Christophe Pierre. Influence of periodic excitation on self-sustained vibrations of one disk rotors in arbitrary length journals bearings. *International journal of non-linear mechanics*. 77 (2015): 274–280.
- Cha, Matthew, and Sergei Glavatskih. Nonlinear dynamic behaviour of vertical and horizontal rotors in compliant liner tilting pad journal bearings: Some design considerations. *Tribology International* 82 (2015): 142–152.
- Martynenko G. Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 13 (2016): 3293.



9. Azraai M. R., G. Priyandoko, A. R. Yusoff, and M. F. F. A. Rashid. Parametric Optimization of magneto-rheological fluid damper using particle swarm optimization. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 11 (2015): 2591.
10. Martynenko, G. Application Of nonlinear models for a well-defined description of the dynamics of rotors in magnetic bearings. *Eureka: Physics and Engineering* 3 (2016): 3–12.
11. Gaydamaka A., G. Kulik, V. Frantsuzov, ..., Paraniak N. Devising an engineering procedure for calculating the ductility of a roller bearing under a no-central radial load. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, vol. 3, no. 7 (99), pp. 6–10.
12. Bondarenko M., M. Tkachuk, A. Grabovskiy, and I. Hrechka. Substantiation of Thin-Walled Structures Parameters Using Nonlinear Models and Method of Response Surface Analysis. In *International Journal of Engineering Research in Africa*, vol. 44, pp. 32–43.
5. Han, Qinkai, and Fulei Chu. Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions. *Applied Mathematical Modelling* 39, no. 15 (2015): 4511–4522.
6. Avramov K., M. Shulzhenko, O. Borysiuk, and Christophe Pierre. Influence of periodic excitation on self-sustained vibrations of one disk rotors in arbitrary length journals bearings. *International journal of non-linear mechanics*. 77 (2015): 274–280.
7. Cha, Matthew, and Sergei Glavatskih. Nonlinear dynamic behaviour of vertical and horizontal rotors in compliant liner tilting pad journal bearings: Some design considerations. *Tribology International* 82 (2015): 142–152.
8. Martynenko G. Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 13 (2016): 3293.
9. Azraai M. R., G. Priyandoko, A. R. Yusoff, and M. F. F. A. Rashid. Parametric Optimization of magneto-rheological fluid damper using particle swarm optimization. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 11 (2015): 2591.
10. Martynenko, G. Application Of nonlinear models for a well-defined description of the dynamics of rotors in magnetic bearings. *Eureka: Physics and Engineering* 3 (2016): 3–12.
11. Gaydamaka A., G. Kulik, V. Frantsuzov, ..., Paraniak N. Devising an engineering procedure for calculating the ductility of a roller bearing under a no-central radial load. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, vol. 3, no. 7 (99), pp. 6–10.
12. Bondarenko M., M. Tkachuk, A. Grabovskiy, and I. Hrechka. Substantiation of Thin-Walled Structures Parameters Using Nonlinear Models and Method of Response Surface Analysis. In *International Journal of Engineering Research in Africa*, vol. 44, pp. 32–43.

#### References (transliterated)

1. Hua C., Cao, G., Rao, Z. *et al.* Coupled bending and torsional vibration of a rotor system with nonlinear friction. *J Mech Sci Technol* 31, 2679–2689 (2017).
2. Shi M. L., D. Z. Wang and J. G. Zhang, Nonlinear dynamic analysis of a vertical rotor-bearing system, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27 (1) (2013) 9–19.
3. Hua C., Z. Rao, N. Ta and Z. Zhu, Nonlinear dynamics of a rub-impact rubber bearing-rotor system with Stribeck friction model, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (8) (2015) 3109–3119.
4. Reddy, Mutra Rajasekhara, and J. Srinivas. Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering* 144 (2016): 825–832.
5. Han, Qinkai, and Fulei Chu. Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions. *Applied Mathematical Modelling* 39, no. 15 (2015): 4511–4522.
6. Avramov K., M. Shulzhenko, O. Borysiuk, and Christophe Pierre. Influence of periodic excitation on self-sustained vibrations of one disk rotors in arbitrary length journals bearings. *International journal of non-linear mechanics*. 77 (2015): 274–280.
7. Cha, Matthew, and Sergei Glavatskih. Nonlinear dynamic behaviour of vertical and horizontal rotors in compliant liner tilting pad journal bearings: Some design considerations. *Tribology International* 82 (2015): 142–152.
8. Martynenko G. Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 13 (2016): 3293.
9. Azraai M. R., G. Priyandoko, A. R. Yusoff, and M. F. F. A. Rashid. Parametric Optimization of magneto-rheological fluid damper using particle swarm optimization. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 11 (2015): 2591.
10. Martynenko, G. Application Of nonlinear models for a well-defined description of the dynamics of rotors in magnetic bearings. *Eureka: Physics and Engineering* 3 (2016): 3–12.
11. Gaydamaka A., G. Kulik, V. Frantsuzov, ..., Paraniak N. Devising an engineering procedure for calculating the ductility of a roller bearing under a no-central radial load. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, vol. 3, no. 7 (99), pp. 6–10.
12. Bondarenko M., M. Tkachuk, A. Grabovskiy, and I. Hrechka. Substantiation of Thin-Walled Structures Parameters Using Nonlinear Models and Method of Response Surface Analysis. In *International Journal of Engineering Research in Africa*, vol. 44, pp. 32–43.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології і системи колісних та гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>, тел.: (057)7076902, e-mail: [m.tkachuk@tmm-sapr.org](mailto:m.tkachuk@tmm-sapr.org).

**Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Andrey Grabovskiy)** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: [andrej8383@gmail.com](mailto:andrej8383@gmail.com).

**Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: [tma@tmm-sapr.org](mailto:tma@tmm-sapr.org).

**Шуть Олександр Юрійович (Шуть Александр Юрьевич, Shut Oleksandr)** – аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна.

**Ліпейко Андрій Іванович (Липейко Андрей Иванович, Lipeiko Andrii)** – аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, e-mail: [tma@tmm-sapr.org](mailto:tma@tmm-sapr.org)

**Прокопенко Микола Вікторович (Прокопенко Николай Викторович, Prokopenko Mykola)** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: [kola0123@ukr.net](mailto:kola0123@ukr.net).

**Литвин Борис Якович (Литвин Борис Яковлевич, Lytvyn Borys)** – головний інженер, ДП «Завод імені В. О. Малишева», м. Харків, Україна, e-mail: [tma@tmm-sapr.org](mailto:tma@tmm-sapr.org)

**Гулюк Олександр Олександрович (Гулюк Александр Александрович, Gulyuk Aleksandr)** – заступник начальника ЦЗЛ, ДП «Завод ім. В.О. Малишева»; м. Харків, Україна

**Вервейко Наталія Константинівна (Вервейко Наталья Константиновна, Verveyko Natalya)** – начальниця лабораторії механічних випробувань ЦЗЛ, ДП «Завод ім. В.О. Малишева»; м. Харків, Україна

**Овчаров Єгор Миколайович (Овчаров Егор Николаевич, Ovcharov Egor)** – головний конструктор КБ двигунобудування, ДП «Завод ім. В.О. Малишева»; м. Харків, Україна