

М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, В. С. ВЕЙЛЕР, О. Ю. ШУТЬ, Є. М. ОВЧАРОВ, Р. Г. НЕЧАЄВ, А. І. ЛІПЕЙКО, С. О. НАЗАРЕНКО, М. В. ПРОКОПЕНКО, О. С. ЛЬОЗНИЙ, О. М. МАРУСЕНКО

ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТА МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ РОТОРНИХ СИСТЕМ НАГНІТАЧІВ ПОВІТРЯ ВИСОКОФОРСОВАНИХ ТАНКОВИХ ДВИГУНІВ

У роботі поставлена та розв'язана задача про аналіз міцності, жорсткості та критичних швидкостей обертання роторних частин нагнітачів танкових двигунів. Для цього розроблено підходи, які використовують параметричний опис досліджуваного об'єкту. Цей параметричний опис інтегрується у геометричні, математичні та чисельні моделі досліджуваних процесів і станів. У ході розв'язання цих задач визначаються параметричні залежності характеристик жорсткості, міцності та критичних швидкостей обертання від варійованих параметрів. Варіювалися маса крильчатки нагнітача повітря та жорсткості підшипникових опор вала. Установлені залежності контрольованих величин від варійованих параметрів. Здійснені розробки, дослідження та їхні результати підтверджують можливість постановки та розв'язання задач обґрунтування прогресивних технічних рішень при удосконаленні нагнітачів повітря танкових двигунів. Важливою обставиною розробленого підходу є те, що для аналізу процесів і станів різної природи розроблені єдині параметричні моделі. Ці моделі, з іншого боку, можуть бути переналаштовані на інші об'єкти. Зокрема, здійснено варіювання параметрів роторної частини нагнітача повітря танкового двигуна. Варіювалися маса робочого колеса та жорсткість підшипникових опор. У ході досліджень установлені залежності характеристик напружено-деформованого стану від варійованих параметрів. Також установлені залежності критичних швидкостей обертання ротора від варійованих параметрів. Розроблені параметричні моделі є основою для чисельних досліджень напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання елементів роторних частин нагнітачів повітря.

Ключові слова: напружено-деформований стан; критичні швидкості обертання; танковий двигун; роторна частина; нагнітач повітря

М. А. ТКАЧУК, А. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, В. С. ВЕЙЛЕР, О. ШУТЬ, Є. ОВЧАРОВ, Р. НЕЧАЄВ, А. ЛІПЕЙКО, С. НАЗАРЕНКО, М. ПРОКОПЕНКО, О. ЛЬОЗНИЙ, О. МАРУСЕНКО

PROBLEM ISSUES OF THE EFFICIENCY AND STRENGTH OF ROTARY SYSTEMS ELEMENTS OF HIGH-FORCED TANK ENGINES AIR SUPERCHARGERS

The paper sets and solves the problem of analyzing the strength, stiffness and critical speeds of rotation of the rotor parts of tank engine superchargers. For this purpose, approaches have been developed that use a parametric description of researched object. This parametric description is integrated into geometric, mathematical and numerical models of researched processes and states. In the course of solving these problems, parametric dependences of the characteristics of stiffness, strength and critical speeds of rotation on the varied parameters are determined. The mass of the air supercharger impeller and the stiffness of the shaft bearing supports were varied. The dependences of the controlled quantities on the varied parameters have been established. The developments, research and their results confirm the possibility of setting and solving problems of substantiating progressive technical solutions in improving tank engine air superchargers. An important circumstance of the developed approach is that single parametric models have been developed for the analysis of processes and states of different nature. These models, on the other hand, can be reconfigured for other objects.

In particular, the parameters of the rotor part of the tank engine air supercharger were varied. The mass of the impeller and the stiffness of the bearing supports were varied. During the research, the dependences of the characteristics of the stress-strain state on the varied parameters were established. The dependences of the critical rotor rotation speeds on the varied parameters have also been established. The developed parametric models are the basis for numerical studies of the stress-strain state and critical rotation speeds of the elements of the rotor parts of air blowers.

Keywords: stress-strain state; critical rotation speeds; tank engine; rotary part; air supercharger.

Вступ. На існуючі світові тенденції у розвитку бронетанкової техніки кардинальний вплив здійснює досвід бойових дій України проти країни-агресора протягом 2022–2025 рр. Мова йде про різку зміну умов та режимів використання у бойових операціях танків, бронетранспортерів, бойових машин піхоти тощо. На ці бойові броньовані машини чинять у сучасних умовах вплив нові типи засобів ураження, більш потужні боєприпаси, нові засоби доставки. Отже, прагнення протидії цим чинникам ураження, а також прагнення наростити потужність власного озброєння, змушує підвищувати можливості усіх систем бойових броньованих машин. Відповідно, зростають вимоги до двигунів, які постачають енергію усім цим системам. Зокрема, така проблема постала для вітчизняних танкових двигунів серії БТД. Своєю чергою, задля забезпечення збільшення потужності цих двигунів необхідно нарощувати можливості окремих систем уже цих двигунів.

Зокрема, це стосується нагнітачів повітря танкових двигунів. Традиційні методи та моделі для обґрунтування вдосконалених технічних рішень цих нагнітачів, у першу чергу, – роторних їхніх частин, виходять за межі області їх застосування.

На ці обставини звертається увага у роботі [1]. Проте натепер відсутні системні підходи до вирішення усього комплексу проблем міцності, жорсткості та стійкості роботи роторних частин вітчизняних танкових двигунів за існуючих тенденцій до нарощування їхньої потужності. Це викликає до життя необхідність розроблення таких підходів. Це і сформувало напрям розробок та досліджень, описаних у роботі.

Аналіз моделей та методів досліджень високообертових елементів роторних систем. Як зазначається у роботах [1, 2], дослідженню динамічних процесів у роторних системах приділяється значна увага. Так, у роботах [3–8] розглядаються питання динаміки та стійкості роторних систем. Як впливає із аналізу цих публікацій, значний вплив на динамічні процеси у таких системах мають властивості їхніх пружних опор. На це спрямовані, зокрема, дослідження, описані у [9–11]. Для аналізу нелінійних статичних

© М.А. Ткачук, А.В. Грабовський, М.М. Ткачук, В.С. Вейлер, О.Ю. Шуть, Є.М. Овчаров, Р.Г. Нечаєв, А.І. Ліпейко, С.О. Назаренко, М.В. Прокопенко, О.С. Льозний, О.М. Марусенко, 2025

характеристик таких опор у цих роботах залучаються та розвиваються методи, описані у [12–16]. Тут слід зазначити, що нелінійні властивості у контактній взаємодії елементів конструкцій визначаються як конструктивними [2, 9–11], так і технологічними [17–22] чинниками. Зокрема [17–23], становлять інтерес моделі контактної жорсткості. Крім того, привертають увагу властивості покриттів [24–26], у т.ч. – дискретно-континуальні покриття [27].

Звертаючись до аналізу публікацій [1–27], слід зазначити таке.

У роботі [1] досліджено процеси і стани, що виникають у робочому колесі нагнітача повітря танкового двигуна. Вивчається вплив натягу у сполученні робочого колеса із валом та межі плинності його матеріалу на напружено-деформований стан і критичні швидкості руху. Із цією метою побудовані відповідні математичні та чисельні моделі. Розроблено також параметричні моделі досліджуваних процесів і станів. Введено до розгляду низку варіюваних параметрів. Це дає можливість досліджувати вплив цих параметрів на працездатність та міцність роторної частини нагнітача повітря. На цій основі може бути побудована спеціалізована база даних із результатами досліджень. Аналіз цих результатів є основою для установлення певних закономірностей, а також для обґрунтування прогресивних технічних рішень роторних частин нагнітачів повітря танкових двигунів за критеріями міцності та працездатності. Робоче колесо нагнітача повітря танкового двигуна лімітує його міцність та довговічність. Як визначено у ході досліджень, пряме підвищення механічних властивостей матеріалу алюмінієвого сплаву, із якого воно виготовляється, не є продуктивним. Серед значущих чинників необхідно враховувати діючі навантаження від відцентрованих сил та натягу у спряженні «вал – робоче колесо», причому у їх поєднанні. Також важливим є урахування пружно-пластичного деформування матеріалу робочого колеса. Рекомендованими є не окремі заходи та рішення стосовно роторних частин нагнітача повітря, а їх поєднання задля цілеспрямованого поліпшення характеристик міцності та довговічності [1].

Віб्राції роторних систем значною мірою визначаються пружними характеристиками опор. У загальному випадку залежність переміщень від сили для таких опор є нелінійною. Це стосується підшипникових опор різних типів. Крім підшипників, у опорах роторних систем застосовуються також пружні елементи. Вони призначені для зміни загальної жорсткості опор. У роботі [2] проаналізовано радіальну жорсткість гнучких кільцевих демпферів, що використовуються в опорах ротора. Для цього запропоновано два основних підходи. Перший – це звичайне моделювання цієї проблеми контактної механіки методом скінченних елементів. Другий – це аналітичний метод, який можна використовувати як альтернативу дорогим чисельним обчисленням.

Цей метод базується на принципі мінімальної додаткової енергії. Розроблено спеціальне варіаційне формулювання в закритій формі із використанням балкової апроксимації Ейлера-Бернуллі для пружного кільця та спрощеної моделі нормального контакту на фланцях кільця. Було показано, що поверхневі допуски деталей мають істотний вплив на радіальний відгук гнучкого кільця, який може стати нелінійним. Щільне прилягання кільця з обох сторін робить його значно жорсткішим, а нещільне прилягання призводить до вільного руху ротора та значно слабкішого гасіння його руху. Обидва методи дали результати, які узгоджуються для розглянутих випадків. За рахунок варіювання їх конструктивних параметрів можливе відлаштування від критичних режимів роботи роторних систем [2].

Недозволенні вібрації, спричинені нелінійним тертям у роторній системі, небезпечно впливають на надійність обертового механізму. Для з'ясування основного механізму збудження та характеристик коливань у роботах [3, 4] представлено поєднану згинально-крутильну нелінійну динамічну модель роторної системи з нелінійним тертям. Характеристика динамічного тертя описується кривою Штрібека, яка породжує нелінійне тертя, пов'язане з відносною швидкістю.

У статті [5] представлено моделювання та динамічний аналіз ротора з базовим збудженням. Для ідеалізації ротора турбокомпресора розглядається модель з гнучким валом і жорстким диском. Розраховано нелінійні гідродинамічні опорні сили та розв'язано дискретизовані рівняння руху методом скінченних елементів за схемою інтегрування за часом. Також враховуються сили дисбалансу диска. Області нестабільності ідентифікуються шляхом індукування змінних синусоїдальних опорних збуджень. Робота [5] дає уявлення про конструкцію ротора турбокомпресора автомобільного двигуна, встановленого на гідродинамічних підшипниках ковзання, що спираються на в'язкопружні пружини.

У роботі [6] проаналізовано параметричну нестабільність гнучкої роторно-підшипникової системи при періодичних у часі базових кутових рухах. На основі енергетичної теореми та принципу Лагранжа виведено точну кінцево-елементну модель для гнучкої системи підшипників ротора при змінних у часі базових кутових рухах. Припускається, що три основні кутові рухи, включно з обертанням, нахилом і відхиленням, є синусоїдальними збуреннями, накладеними на постійні умови. Враховуючи змінні в часі базові рухи, диференціальні рівняння другого порядку системи матимуть періодичні в часі гіроскопічні коефіцієнти та коефіцієнти жорсткості. Для чисельного отримання областей нестабільності введено метод дискретної матриці переходів станів (DSTM). На основі цього проводяться обчислення нестабільності для системи підшипників ротора з одним базовим рухом окремо та двома базовими рухами разом, відповідно [6]. Детально обговорюється вплив швидкості обертання,

амплітуд базового руху та фаз між двома базовими рухами як на первинну, так і на комбіновану області нестабільності.

У статті [7] аналізується контроль вібрації незбалансованої односторонньої консольної роторної системи з використанням нового інтегрального демпфера підшипника зі стиснутою плівкою з точки зору стабільності, розподілу енергії та контролю вібрації. Розроблено скінченно-елементну модель такої системи з інтегральним демпфером, що несуть стиснуту плівку (ISFBD). На основі скінченно-елементної моделі розраховано та проаналізовано стабільність, розподіл енергії та контроль вібрації незбалансованої однобічної консольної роторної системи. Жорсткість інтегрального демпфера підшипника, що несе плівку, розроблену за допомогою теоретичного розрахунку та моделювання методом кінцевих елементів (FEM). Обговорено вплив монтажного положення та кількості інтегральних демпферів підшипників з притискної плівки на контроль вібрації невірніюваної консольно-роторної системи. Розроблено експериментальну платформу для підтвердження ефективності контролю вібрації. Результати показують, що положення встановлення та кількість інтегральних амортизаторів, що несуть притискну плівку, по-різному впливають на стабільність, розподіл енергії та контроль вібрації системи незбалансованого консольного ротора. Коли ISFBD встановлено на обох підшипниках корпуси, контроль вібрації є найкращим, а компоненти вібрації в часовій і частотній областях мають хороші ефекти контролю вібрації в чотирьох робочих умовах [7].

Взаємодія вимушених і самопідтримуваних коливань одного дискового ротора описується нелінійною динамічною системою зі скінченними ступенями свободи [8]. Вал ротора спирається на два підшипники ковзання. Для дослідження періодичних коливань ротора використовується поєднання техніки зйомки та алгоритму продовження. Множники Флоке розраховуються для аналізу стабільності періодичних коливань. Результати аналізу періодичних рухів відображаються на АЧХ. Досліджено квазіперіодичні рухи [8].

У статті [9] досліджено реакцію радіального гнучкого кільця із фланцями в опорах роторів машин на радіальне переміщення. Розроблено дві моделі деформації та контактної взаємодії пружного елемента з двома твердими тілами, розташованими всередині та зовні кільця. Ці моделі базуються на варіаційних твердженнях щодо невідомих сил і переміщень. Розглянуто варіанти зазору та зсуву з обох боків контакту кільця з твердими тілами [9].

Турбокомпресори сучасних двигунів внутрішнього згоряння випробовують важкі умови експлуатації. Зокрема, робоче колесо компресора приводиться в дію з надзвичайно високою кутовою швидкістю (30 000 об/хв і більше). Крім того, підвищені вимоги до повітрязбірника диктують завжди збільшені розміри диска ротора до 250 мм.

Ці два фактори призводять до гострої проблеми жорсткості, міцності та динамічної стійкості новосконструйованих вузлів. Дана проблема аналізується за допомогою новоствореної параметричної моделі динаміки ротора консольного робочого колеса [10]. Дана модель враховує гнучкість карданного вала та диска робочого колеса, квазістатичні інерційні та аеродинамічні навантаження. Аналіз роторної динаміки виконується з особливою увагою до поведінки опори. Враховано вплив початкового зазору та пружних характеристик підшипників і втулок. В результаті різні компоненти переміщень можуть бути оцінені для різних значень діаметра диска і кутової швидкості. Для конструкції важливо, щоб ні радіальне, ні осьове зміщення не перевищувало заданих меж. Крім того, визначено критичні швидкості досліджуваної роторної системи для різних конфігурацій розмірів диска та вала. Пропоноване рішення полягає в зниженні першої однієї або двох власних частот системи нижче робочої області, щоб ротор став стійким до будь-яких зовнішніх збуджень. Загалом розроблений інструмент механічного аналізу зарекомендував себе як корисний інструмент для інженерної практики, що дозволяє усунути фатальні недоліки на ранніх стадіях проектування [10].

У роботі [11] проаналізовано радіальну жорсткість гнучких кільцевих демпферів, що використовуються в опорах ротора. Для цього запропоновано два основних підходи. Перший – це звичайне моделювання цієї проблеми контактної механіки методом скінченних елементів. Другий – це аналітичний метод, який можна використовувати як альтернативу дорогим числовим обчисленням. Цей метод базується на принципі мінімальної додаткової енергії Калкера.

Наведено еквівалентні варіаційні формулювання задачі про однобічний контакт пружних тіл з нелінійними поверхневими шарами Вінклера у вигляді неквадратичної варіаційної нерівності та нелінійного варіаційного рівняння [13]. Досліджено існування та єдиність розв'язків цих варіаційних задач. Для вирішення нелінійного варіаційного рівняння, що відповідає вихідній контактній задачі, ми пропонуємо клас паралельних методів ітераційної декомпозиції області. На кожному кроці цих методів необхідно одночасно розв'язувати лінійні варіаційні рівняння для окремих тіл, еквівалентні (у слабкому розумінні) задачам пружності з граничними умовами Робена в можливих зонах контакту. Чисельне дослідження ефективності запропонованих методів проведено з використанням кінцево-елементних наближень [13].

У статті [15] обговорені проблеми варіаційної нерівності без монотонності з точки зору збіжності алгоритмів проєкційного типу. Зокрема, визначені існуючі умови, а також представлені нові умови, достатні для гарантування конвергенції. Перша половина статті [15] зосереджена на випадку, коли існує рішення Мінті (також відоме як умова Мінті), яке є загальним припущенням у останніх розробках для немонотонного. У другій половині [15]

досліджуються альтернативні достатні умови, які відрізняються від існуючих, наприклад монотонність або умова Мінті, використовуючи підхід на основі алгоритму. Через приклади та аналіз збіжності показано, що ці умови здатні характеризувати різні класи задач, де алгоритми гарантовано збігаються.

У статті [17] представлено огляд ролі адгезії в різних трибологічних явищах. Розглянуто (1) адгезію та адгезійний гістерезис у шорстких контактах, (2) адгезивний внесок у сухе тертя, (3) властивості адгезійних контактів під тангенціальним навантаженням, (4) «негативну адгезію» та надзмашувальну здатність і (5) адгезійне зношування. На основі теоретичних міркувань, моделювання за допомогою методу граничних елементів та експериментів стверджується, що ключовим процесом, який лежить в основі всіх цих явищ, є стрибкоподібні зміни межі контакту. Ці стрибки є важливою властивістю адгезійних контактів і відповідають виключно за розсіювання енергії як при гістерезисі клею, так і при терті адгезиву. На мезомасштабі вищезазначені нестабільності викликають граничне тертя, яке є зручним інструментом для розуміння властивостей адгезійних контактів як при нормальному, так і тангенціальному навантаженні, включаючи зміни площі контакту та явище «зони прилипання». На макромасштабі поняття граничного тертя може бути наближено до простого адгезійного контакту з двома різними механізмами адгезії – меншою для закриття адгезивної тріщини (приєднання) і більшою для її відкриття (від'єднання). Добре відома еквівалентність між адгезивною контактною межею та тріщиною Гріффіта також призводить до застосування тих самих ідей до зносу. У цьому контексті розглянуто модифікований критерій Рабіновича для утворення частинок зносу та стверджується, що адгезійна природа зносу практично виключає закон Арчарда. Нарешті, зазначено, що адгезія може пояснити явище надзмашувальної здатності [17].

Представлено формулювання методу граничних елементів (МГЕ) для моделювання тангенціального контакту з пружним півпростором, покритим пружним шаром з різними пружними властивостями [21]. Використовується формулювання ВЕМ на основі швидкого перетворення Фур'є, тоді як фундаментальне рішення визначається безпосередньо в просторі Фур'є. Чисельні тести підтверджуються шляхом порівняння з доступними асимптотичними аналітичними рішеннями для дуже тонкого та дуже товстого шару, а також з розрахунками методу кінцевих елементів для шарів із кінцевою товщиною [21].

Дві поверхні є «липкими», якщо для розриву їх взаємного контакту потрібна кінцева сила розтягування [22]. При низьких фрактальних розмірностях існує консенсусна липкість, яка не залежить від верхньої частоти зрізання спектра шорсткості (або «збільшення»). Оскільки дискусія щодо випадку високого D все ще відкрита, у статті

[22] використано теорію ВАРМ Чіаварелли та теорію Перссона-Тосатті, щоб вивести критерії для всіх фрактальних розмірностей. Для високого D показано, що на липкість більшою мірою впливає короткохвильова шорсткість, ніж у випадку низького D . ВАРМ збігається при великих збільшеннях до простого критерію, який залежить лише від D , згідно з теоріями, які включають закон тягового зазору Леннарда-Джонса, тоді як Перссона-Тосатті не погоджується через його спрощення наближень [22].

Покриття товщиною близько 100 мкм отримували мікродуговим окислюванням технічно чистого алюмінію та алюмінію, легованого міддю та цинком, у лужно-сілікатному електроліті. Наведено результати дослідження морфології поверхні, фазового складу та твердості МДО покриттів [25]. Параметрами зміни були склад електроліту та концентрація легуючих (Cu та Zn) елементів. Дослідження [25] було проведено у зв'язку з тим, що наявних даних недостатньо для розуміння характеру впливу хімічного складу алюмінієвого сплаву та умов електролізу (зокрема, складу електроліту) на механізм і кінетику $\gamma \rightarrow \alpha$ перетворення. Без розуміння цього стає неможливою спрямована зміна структурного стану та властивостей покриттів. У результаті проведених досліджень встановлено, що під час мікродугового окислювання алюмінієвих сплавів у лужному електроліті з додаванням рідкого скла різної концентрації зміцнений шар складається з оксидів [25]. Дані рентгеноструктурного аналізу покриттів свідчать про кристалічну структуру покриттів. Встановлено, що легування алюмінію міддю та цинком істотно впливає на фазовий склад покриття, змінюючи кількісне співвідношення фаз нелінійним чином [25].

У роботі [26] наведено результати дослідження фазового складу та властивостей МДО-покриттів на алюмінієвих сплавах, отриманих у лужно-сілікатному електроліті на змінному синусоїдальному струмі та імпульсному струмовому режимі. Показано, що збільшена щільність мікророзрядів у разі імпульсної технології підвищує сумарну енергію, що виділяється в них. Це зумовлює підвищення швидкості зростання оксидного покриття та ймовірність утворення α - Al_2O_3 фази. Отримані при мікроплазмовому окислюванні в імпульсному струмовому режимі покриття мають високу твердість та електричну міцність [26].

Також досліджено [27] покриття товщиною до 75 мкм формували методом плазмово-електролітичного окиснення (ПЕО) в електричному режимі змінного струму в сілікатно-лужному електроліті на алюмінієвих композитах без добавок та легованих міддю (1–4,5%). Структуру покриттів аналізували методами скануючої електронної мікроскопії, рентгенівського мікроаналізу, рентгенівської фотоелектронної спектроскопії, спектрометрії зворотного ядерного розсіювання та рентгеноструктурного аналізу [27]. Покриття, сформовані протягом 60 хв, характеризуються

надлишковим вмістом алюмінію. Покриття, сформовані протягом 180 хв, додатково містили високотемпературний корунд, а включення алюмінію були відсутні. Досліджено електрохімічну поведінку покритих і непокритих композитів [27]. Сплав алюмінієвих композитів міддю підвищував густину струму корозії. Плазмове електролітичне окислення зменшило його в кілька разів [27].

Одним із найбільш раціональних способів утилізації енергії стисненого газу в трубопроводах є використання турбодетандерних установок. Зокрема, це автономні турбодетандерні електростанції. У роботі [28] розроблено принципово нову концепцію підвищення техніко-економічних показників даного типу машин. Ця концепція спрямована не на окремий аспект роботи заводу, а на всю їх сукупність. Зокрема, як об'єкт дослідження розглядалися фізичні принципи, структури та технології. Спочатку на основі моделювання робочих процесів визначено ефективні параметри газодинамічних течій і тепломасообміну. По-друге, створені прогресивні конструкції турбодетандерних установок. По-третє, розроблено технології виготовлення деталей і вузлів турбодетандерних агрегатів, які поєднують, на відміну від традиційних, різні види зміцнення контактуючих деталей у своїй парі. Для обґрунтування технічних рішень елементів турбодетандерних енергетичних установок використано метод параметричного моделювання [28]. Це дає можливість визначити технічні характеристики цих установок за певним набором параметрів. Шляхом цілеспрямованого варіювання визначено рекомендований набір їх параметрів, які забезпечують покращення найважливіших технічних характеристик. Створено спеціалізовану базу даних, яка містить масив інформації про закономірності впливу зміни значущих параметрів на різні характеристики турбодетандерних силових установок [28]. Вже на цій основі вирішуються проблеми синтезу вдалих технічних рішень турбодетандерних енергетичних установок. В результаті забезпечується їх висока енергоефективність. Таким чином досягнуто ККД розширювача на рівні 86% при збільшенні ресурсу на 20–25%. Всі ці рішення були реалізовані в ряді унікальних турбодетандерних агрегатів. Їх ефективність доведена під час експлуатації [28].

Слід зазначити, що у зазначених публікаціях проблема дослідження динамічних процесів, у т.ч. із урахуванням жорсткісних властивостей опорних деталей, повного вирішення не отримана. Це спонукало звернутися до цієї теми у поданій роботі.

Базові підходи до аналізу міцності, жорсткості та стійкості руху роторних частин нагнітачів повітря танкових двигунів. Двотактні двигуни типу 5ТД, 6ТД мають особливості у організації живлення повітрям задля забезпечення робочого процесу:

1) комбінований привід від газової турбіни та колінчастого вала двигуна;

2) спряження кутових швидкостей приводів від

газової турбіни та двигуна на валу роторної частини нагнітача повітря, яка, своєю чергою, безпосередньо містить крильчатку нагнітача; тобто, на валу-шестерні роторної частини нагнітача відбувається узгодження цих швидкостей обертання (окрім режимів перевантаження, за яких вступають у роботу запобіжні муфти);

3) консольне розташування крильчатки нагнітача: дві підшипникові опори вала роторної частини знаходяться по один бік від крильчатки.

Що стосується форми лопатевої та дискової частини робочого колеса досліджуваної крильчатки, то тут зосереджено такі протиріччя:

І) прагнення забезпечити потрібні об'єми потоків повітря для живлення робочих процесів у двигуні на усіх режимах потребує відповідних режимів кутових швидкостей обертання та форми каналів лопатевого апарату. Це – задача газодинаміки. Її розв'язання дає на виході необхідні геометричні форми, розміри та бажані режими швидкостей обертання крильчатки;

ІІ) прагнення забезпечити міцність, жорсткість та працездатність роторної частини нагнітача повітря стикається із обмеженими за рівнем характеристик властивостями матеріалу крильчатки та властивостями підшипникових опор.

Із урахуванням особливостей 1)–3) та вимог І, ІІ, із точки зору динаміки та міцності елементів машин напряму формуються три проблемні питання:

А. Жорсткість із точки зору вибирання зазорів у спряженні роторної та статорної частини нагнітача. Дійсно, при вибиранні зазору (в осьовому та у радіальному напрямках) відбувається:

а) катастрофічний контакт крильчатки зі статором;

б) різке зростання навантажень на опорні підшипники;

в) неконтрольоване збурення на роторну частину нагнітача, а, відповідно, в силу кінематико-силового зв'язку, – на турбіну та на двигун.

В. Міцність елементів роторної частини нагнітача – у першу чергу мова йде про міцність робочого колеса із алюмінієвого сплаву АК4-1 за дії відцентрових зусиль (частота обертання – десятки тисяч обертів за хвилину). Окрім того, можливе перевантаження роликів та кулькових опорних підшипників понад нормативним рівнем навантажувальної здатності.

С. Втрата стійкості режимів обертового руху роторної частини нагнітача повітря. Внаслідок досягнення критичних режимів руху, які відповідають робочому діапазону двигуна (із відповідним передатним відношенням), якісно змінюється режим руху. Реалізуються пряма або обернена прецесія. Різко зростають сили, що діють на вал, крильчатку та на підшипникові опори. Відтак – прямий вплив на напружено-деформований стан (див. А, В)

Тут суттєву роль відіграють:

– жорсткість вала (вал із розміщеною на ньому крильчаткою – гнучкий, а, отже, слід брати до уваги деформування не тільки опор, але й вала та

робочого колеса);

– інерційно-жорсткісні властивості робочого колеса;

– статичні характеристики роликової та кулькової підшипникових опор.

Важливо, що усі ці чинники впливають сукупно та взаємопов'язано.

Таким чином, зміна характеристик роторних систем із намаганням збільшити потужність високофорсованих двигунів серії 6ТД призводить до двох типів задач:

АВ – задача про аналіз напружено-деформованого стану (НДС) роторної частини, зокрема і у першу чергу – робочого колеса;

С – аналіз критичних швидкостей обертання роторної частини нагнітача.

Задля досягнення працездатності, міцності та жорсткості нагнітача розроблені інтегровані параметричні розрахункові моделі, математичний та чисельний апарат.

Параметричні моделі напружено-деформованого стану та стійкості руху роторних частин нагнітачів повітря танкових двигунів. Основою здійснення досліджень перспективних варіантів нагнітачів повітря танкових двигунів у підходах, що пропонуються, є узагальнена параметризація геометричних, математичних та чисельних моделей їх напружено деформованого стану та стійкості руху. Ці підходи, започатковані у роботах [1, 2, 10, 11], полягають у тому, що до розгляду вводиться узагальнений параметричний простір $P = \bigcup_i p_i$. Тут p_i – деякі узагальнені

параметри, які ідентифікують конкретний варіант нагнітача повітря. Завдяки варіюванню цих узагальнених параметрів p_i забезпечується варіативність нагнітачів повітря як об'єктів досліджень. Тобто, за фіксованих наборів p_i в автоматизованому режимі створюється геометрична модель $G(P)$ досліджуваного нагнітача. При варіюванні одного або деякого набору параметрів p_i сам досліджуваний об'єкт змінюється. Відповідно, змінюються оператори напружено-деформованого стану L_{AB} та визначення критичних швидкостей обертання L_C роторної частини досліджуваного

нагнітача:

$$L_{AB}(P) = 0, \quad (1)$$

$$L_C(P) = 0. \quad (2)$$

Також змінюються і відповідні чисельні моделі при дискретизації (1) та (2):

$$L_{AB}^{(N)}(P) = 0, \quad (3)$$

$$L_C^{(N)}(P) = 0, \quad (4)$$

де позначка (N) стосується чисельних моделей, наприклад, отриманих за допомогою методу скінченних елементів [28].

У результаті розв'язання задач (1), (3) визначається компоненти вектора пружних переміщень u , а також тензорів деформації ε та напружень σ :

$$u = u(P), \varepsilon = \varepsilon(P), \sigma = \sigma(P). \quad (5)$$

При розв'язанні задач (2), (4) визначається спектр форм втрат стійкості λ_k та коефіцієнти запасів ξ_k :

$$\lambda_k = \lambda_k(P); \xi_k = \xi_k(P); k = 1, 2, \dots \quad (6)$$

Співвідношення (5), (6) визначають параметричні залежності характеристик жорсткості, міцності та стійкості руху від множини узагальнених параметрів P . Це дає можливість розв'язувати як відповідні задачі аналізу, визначення чутливості, а також синтезу раціональних технічних рішень роторних частин нагнітачів повітря танкових двигунів за критеріями жорсткості, міцності та стійкості руху.

Застосування запропонованих підходів до дослідження жорсткості, міцності та стійкості руху тестових конструкцій нагнітачів повітря. На рис. 1 наведено тестову конструкцію нагнітача повітря. За схемою ця конструкція відповідає нагнітачу повітря танкового двигуна 6ТД [29]. Проте конструктивні параметри обрані довільно, оскільки ставиться задача визначити тенденції впливу варіювання параметрів p_i на характеристики жорсткості міцності та стійкості руху.

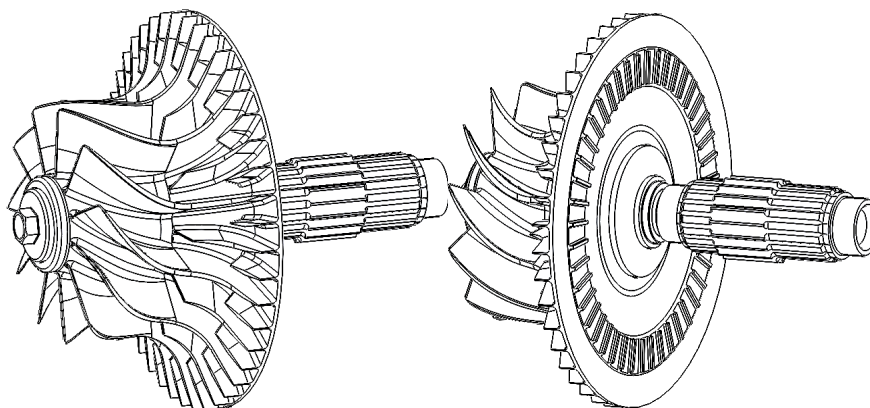


Рисунок 1 – Тестова конструкція нагнітача повітря

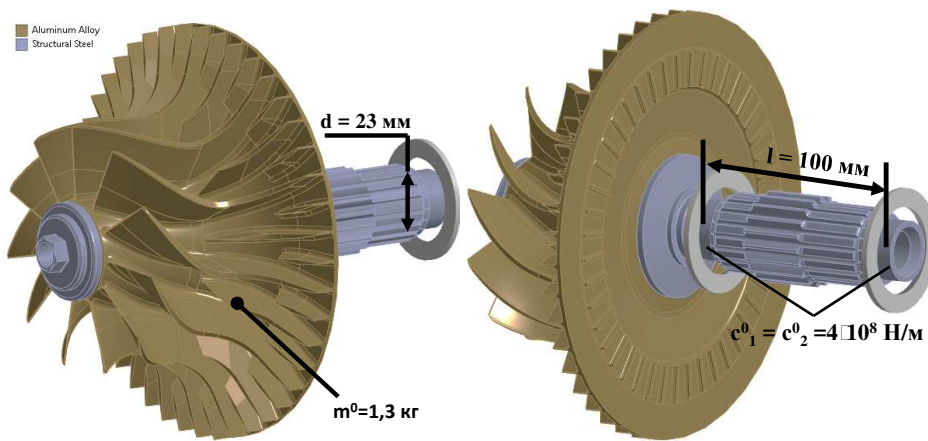


Рисунок 2 – Геометрична модель тестового варіанту роторної частини нагнітача повітря

У цьому ілюстративному варіанті (рис. 2) базова модель має характеристики: маса робочого колеса (алюмінієвий сплав) $m^0 = 1,3$ кг; жорсткості підшипникових опор:

$$c_1^0 = 4 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; c_2^0 = 4 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$$

Надалі $c_1 \equiv c_2$.

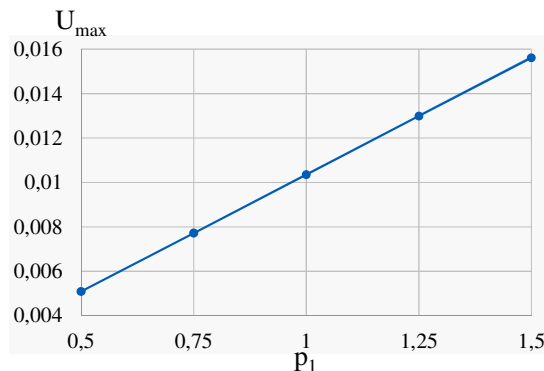
Стальний вал має діаметр 23 мм, а міжопорну відстань $l = 100$ мм (див. рис. 2).

У ході досліджень здійснено два аналізи:

1. Вплив варіювання безрозмірного параметра:

$$p_1 = m(P)/m^0 \quad (7)$$

на осьові переміщення точок зовнішнього діаметра робочого колеса U , максимальні напруження за Мізесом у крильчатці $\sigma_{\max}$ при частоті обертання 10 тис. об./хв.

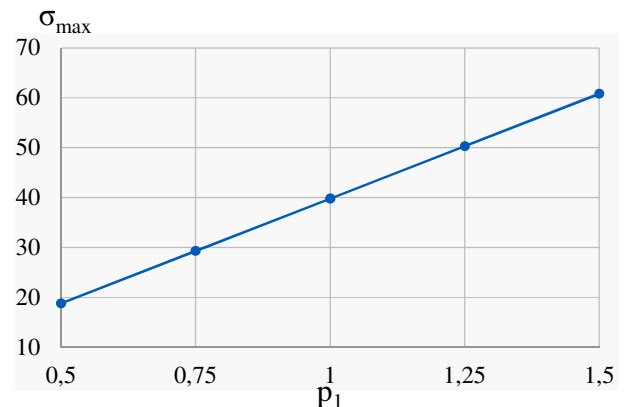
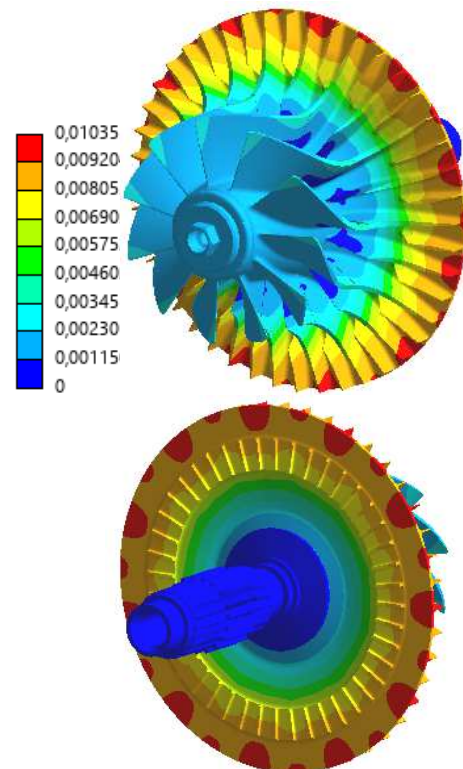
Рисунок 3 – Зміна максимуму переміщень (мм) від маси крильчатки p_1 (у відносних одиницях)

На рис. 3-6 – результати досліджень. 2. Вплив варіювання жорсткостей підшипникових опор на критичні режими обертання роторних частин нагнітача повітря та перші три форми втрати стійкості $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$, а також відповідні критичні кутові швидкості обертання $\omega_1, \omega_2, \omega_3$. Варіюються параметри

$$p_1 = m(P)/m^0; p_2 = c_1(P)/c_1^0. \quad (8)$$

Визначаються $\lambda_1(P), \lambda_2(P), \lambda_3(P)$ та $\omega_1(P), \omega_2(P), \omega_3(P)$ (за аналогією із попередньою задачею).

На рис. 7–10 – результати розрахунків.

Рисунок 4 – Зміна максимуму еквівалентних напружень (МПа) від маси крильчатки p_1 (у відносних одиницях)Рисунок 5 – Розподіл повних переміщень (мм) за $p_1 = 1$

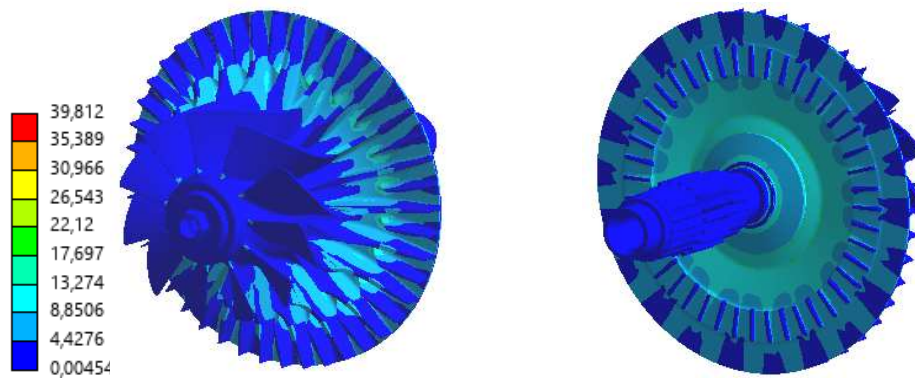
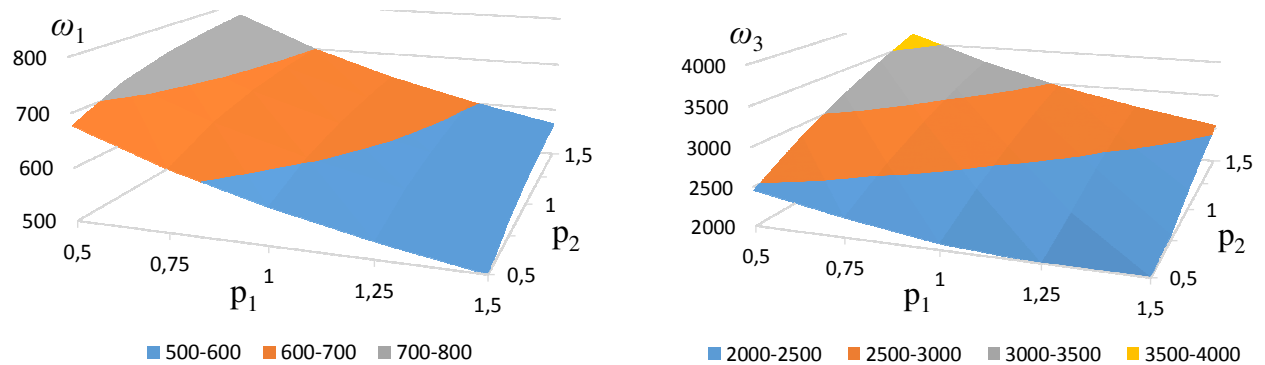
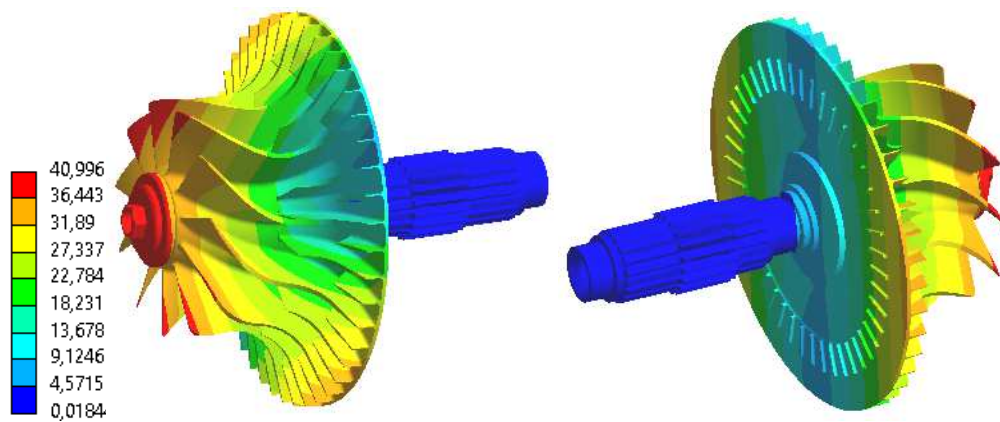
Рисунок 6 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом (МПа) за $p_1=1$ Рисунок 7 – Залежність власної частоти (ω_1 , ω_3) (Гц) від відносної маси крильчатки (p_1) та відносної жорсткості обох опор (p_2 – жорсткість опор однакова)

Рисунок 8 – Перша власна форма втрати стійкості

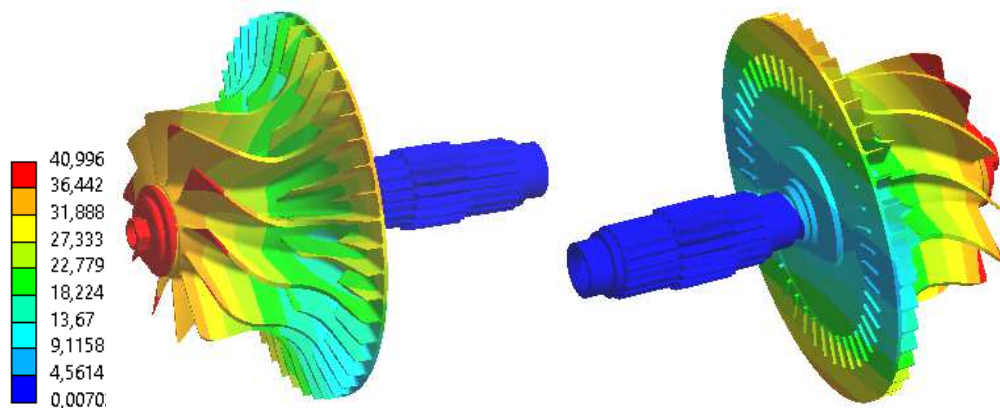


Рисунок 9 – Друга власна форма втрати стійкості

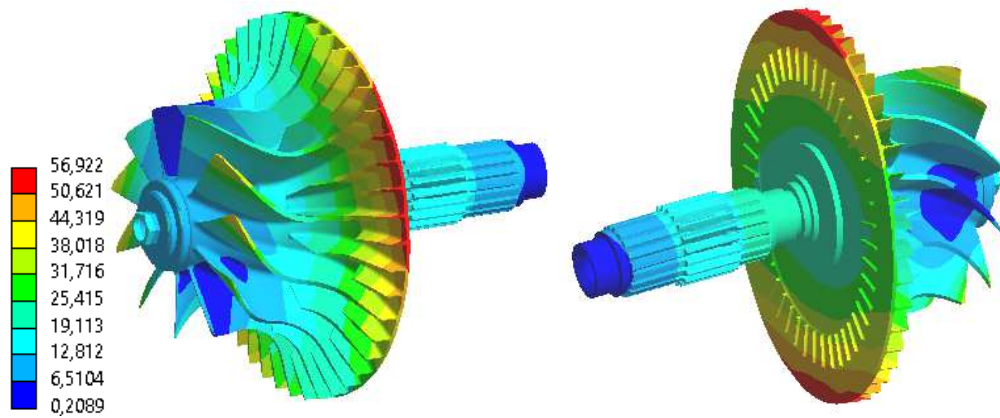


Рисунок 10 – Третя власна форма втрати стійкості

Аналіз результатів досліджень та висновки.

1. Здійснені розрахунки продемонстрували працездатність розробленого підходу до варіативного аналізу міцності жорсткості та стійкості руху роторних частин нагнітачів повітря танкових двигунів.

2. При збільшенні густини матеріалу робочого колеса нагнітача повітря (та, відповідно, його маси) практично лінійно зростають переміщення U , напруження $\sigma_{\max}$, а критичні швидкості – знижуються. Збільшення жорсткості опор призводить до підвищення критичних швидкостей.

3. Варіювання жорсткостей різних підшипникових опор чинить різний вплив на критичні швидкості обертання роторних частин. Більш значний вплив на контрольовані критичні швидкості має жорсткість опори. При цьому слід зазначити, що пряма та обернена прецесії мають практично співпадаючі картини залежностей критичних швидкостей обертання від варіюваних параметрів.

Отже, можна стверджувати, що на теперішній момент розроблено необхідне параметричне програмно-модельне забезпечення, здійснено комплекс досліджень існуючих варіантів технічних рішень, виявлені проблеми з міцністю та жорсткістю, а також виявлені критичні режими руху роторних частин нагнітача повітря.

Як впливає із наведених матеріалів, на основі здійснених розробок стає можливим побудувати бази даних, у яких сконцентровані результати подібних досліджень. На цій основі можливе обґрунтування прогресивних технічних рішень реальних конструкцій нагнітачів повітря танкових двигунів.

Список літератури

1. Ткачук М. М., Вейлер В. С., Грабовський А. В., Прокопенко М. В., Ткачук М. А., Шуть О. Ю., Ліпайко А. І., Овчаров С. М., Марусенко О. М. Міцність та стійкість руху роторних систем нагнітача повітря танкового двигуна. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, серія: *Машинознавство та САПР*. №1. 2024. С. 63-84 <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.09>.
2. Ткачук М. М., Грабовський А. В., Ткачук М. А., Шуть О. Ю., Ліпайко А. І., Овчаров С. М., Цимбал Г. І., Вейлер В. С., Клочков І. Є., Кислиця Д. В. Аналіз нелінійних жорсткісних характеристик пружних опор компресора нагнітача повітря. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, серія: *Машинознавство та САПР*. №1. 2024. С. 121-130. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.12.
3. Hua C., Cao, G., Rao, Z. et al. (2017). Coupled bending and torsional vibration of a rotor system with nonlinear friction. *J. Mech. Sci Technol.* 31, 2679–2689.
4. Hua C., Z. Rao, N. Ta and Z. Zhu, (2015). Nonlinear dynamics of a rubimpact rubber bearing-rotor system with Stribeck friction model. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (8), 3109–3119.
5. Reddy, Mutra Rajasekhara, and J. Srinivas. (2016). Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering* 144: 825–832.
6. Han, Qinkai, and Fulei Chu. (2015). Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions. *Applied Mathematical Modelling*. 39, no. 15: 4511–4522.
7. Zhang, Y., He, L., Yang, J., Wan, F., Gao, J. (2019). Vibration control of an unbalanced single-side cantilevered rotor system with a novel integral squeeze film bearing damper. *Appl. Sci.* 9(20), 4371-1–4371-18.
8. Avramov K., M. Shulzhenko, O. Borysiuk, and C. Pierre, “Influence of periodic excitation on self-sustained vibrations of one disk rotors in arbitrary length journals bearings.” *Int. J. Nonlin. Mech.*, **77**, 274–280 (2015).
9. Tkachuk, M.M., Tkachuk, A.M., Grabovskyi, A.V. et al. Nonlinear Static Reaction of Elastic Ring with Flanges in Rotor Supports. *Int Appl Mech* **60**, 235–242 (2024). <https://doi.org/10.1007/s10778-024-01277-7>
10. M. M. Tkachuk, A. Grabovskyi, M. A. Tkachuk, A. Zarubina, and A. Lipeyko, “Analysis of elastic supports and rotor flexibility for dynamics of a cantilever impeller.” *J. Phys.: Conf. Ser.*, **1741**, 012043 (2021).
11. M. Tkachuk, A. Grabovskyi, and A. Tkachuk, “Numerical and analytical analysis methods for radial response of flexible ring dampers,” in: M. Rackov, R. Mitrović, and M. Cavić (eds.), *Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering: Proceedings of KOD 2021, Mechanisms and Machine Science*, **109**, 499–506 (2022).
12. Popp, A., Wriggers, P. (Eds.) (2018). Contact Modeling for Solids and Particle. *Cham: Springer*, 228. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-90155-88>.
13. Martynyak, R. M., Prokopyshyn, I. A., Prokopyshyn, I. I. (2015). Contact of Elastic Bodies with Nonlinear Winkler Surface Layers. *Journal of Mathematical Sciences*, 205 (4), 535–553. <https://doi.org/10.1007/s10958-015-2265-0>
14. Barber J. R. *Contact mechanics*. Springer, 2018. 212p. DOI:10.1016/S0020-7683(99)00075-X
15. Huang, K., Zhang, S. (2023). Beyond Monotone Variational Inequalities: Solution Methods and Iteration Complexities. *Pacific Journal of Optimization*. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2304.0415311>.
16. Trémolières, R., Lions, J.-L., Glowinski, R. (2011). *Numerical Analysis of Variational Inequalities*. Amsterdam: Elsevier. 775.
17. Valentin L. Popov, Qiang Li, Iakov A. Lyashenko. Contact mechanics and friction: Role of adhesion. *Friction* **13**: 9440964 (2025). <https://doi.org/10.26599/FRICT.2025.9440964>.
18. Popov V L. Contact Mechanics and Friction. Physical Principles and Applications. *Springer Berlin, Heidelberg*. 2017. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-53081-8>
19. Pohrt, Roman & Popov, Valentin. (2013). Contact stiffness of randomly rough surfaces. *Scientific reports*. 3. 3293.

- 10.1038/srep03293. DOI:10.1038/srep03293
 20. Burger, H., Forsbach, F., & Popov, V. L. (2023). Boundary Element Method for Tangential Contact of a Coated Elastic Half-Space. *Machines*, 11(7),694. <https://doi.org/10.3390/machines11070694>
 21. G. Violano, A. Papangelo, M. Ciavarella, Stickiness of randomly rough surfaces with high fractal dimension: is there a fractal limit?. *Tribology International*, Volume 159, 2021, 106971, ISSN 0301-679X, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.106971>.
 22. B.N.J. Persson, On the fractal dimension of rough surfaces. *Tribology Letters* 54, 99 (2014).
 23. Persson, B. N. J. (2001). Elastoplastic Contact between Randomly Rough Surfaces. *Physical Review Letters*, 87 (11). <https://doi.org/10.1103/physrevlett.87.116101>.
 24. Subbotina, V., Al-Qawabeha, U. F., Belozero, V., Sobol, O., Subbotin, A., Tabaza, T. A., Al-Qawabah, S. M. (2019). Determination of influence of electrolyte composition and impurities on the content of α -AL2O3 phase in MAO-coatings on aluminum. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (12 (102)), 6–13. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.185674>
 25. Belozero, V., Sobol, O., Mahatlova, A., Subbotina, V., Tabaza, T. A., Al-Qawabeha, U. F., Al-Qawabah, S. M. (2018). Effect of electrolysis regimes on the structure and properties of coatings on aluminum alloys formed by anodecathode micro arc oxidation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1 (12 (91)), 43–47. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.121744>
 26. Agureev, L., Savushkina, S., Ashmarin, A., Borisov, A., Apelfeld, A., Anikin, K. (2018). Study of Plasma Electrolytic Oxidation Coatings on Aluminum Composites. *Metals*, 8 (6), 459. <https://doi.org/10.3390/met8060459>
 27. Tkachuk, M., Lvov, G., Kravchenko, S., Moiseiev, S., Novikov, M., Burniashev, A., Pakki, G., Podrieza, S. (2023). Substantiating promising technical solutions for turbo- expander power plants based on the research into working processes and states. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, vol. 4, 7(124), 98–105. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.28586>
 28. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals* 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
 29. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. *Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Том 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин*. Х.: Прапор, 2004. 384 с.
- References (transliterated)**
1. Tkachuk M. M., Vejler V.S., Grabovs'kyj A. V., Prokopenko M. V., Tkachuk M. A., Shut` O. Yu., Lipejko A. I., Ovcharov Ye. M., Marusenko O. M. Micznist` ta stijkist` ruxu rotorny`x sy`stem nagnitacha povitrya tankovogo dvy`guna. *Visny`k Nacional`nogo texnichnogo univerty`tetu «KhPI», seriya: Mashy`noznavstvo ta SAPR*. No 1. 2024. C. 63-84 <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.09>.
 2. Tkachuk M. M., Grabovs'kyj A. V., Tkachuk M. A., Shut` O. Yu., Lipejko A. I., Ovcharov Ye. M., Cy`mbal G. I., Vejler V. S., Klochov I. Ye., Ky`sly`cya D. V. Analiz nelinijny`x zhorstkisny`x karaktery`sty`k pruzhny`x opor kompresora nagnitacha povitrya. *Visny`k Nacional`nogo texnichnogo univerty`tetu «KhPI», seriya: Mashy`noznavstvo ta SAPR*. No 1. 2024. C. 121-130. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.12
 3. Hua C., Cao, G., Rao, Z. et al. (2017). Coupled bending and torsional vibration of a rotor system with nonlinear friction. *J. Mech. Sci Technol.* 31, 2679–2689.
 4. Hua C., Z. Rao, N. Ta and Z. Zhu, (2015). Nonlinear dynamics of a rubimpact rubber bearing-rotor system with Stribeck friction model. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (8), 3109–3119.
 5. Reddy, Mutra Rajasekhara, and J. Srinivas. (2016). Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering* 144: 825–832.
 6. Han, Qinkai, and Fulei Chu. (2015). Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions. *Applied Mathematical Modelling*. 39, no. 15: 4511–4522.
 7. Zhang, Y., He, L., Yang, J., Wan, F., Gao, J. (2019). Vibration control of an unbalanced single-side cantilevered rotor system with a novel integral squeeze film bearing damper. *Appl. Sci.* 9(20). 4371-1–4371-18.
 8. K. Avramov, M. Shulzhenko, O. Borysiuk, and C. Pierre, “Influence of periodic excitation on self-sustained vibrations of one disk rotors in arbitrary length journals bearings.” *Int. J. Nonlin. Mech.*, 77, 274–280 (2015).
 9. Tkachuk, M.M., Tkachuk, A.M., Grabovskiy, A.V. et al. Nonlinear Static Reaction of Elastic Ring with Flanges in Rotor Supports. *Int Appl Mech* 60, 235–242 (2024). <https://doi.org/10.1007/s10778-024-01277-7>
 10. M. M. Tkachuk, A. Grabovskiy, M. A. Tkachuk, A. Zarubina, and A. Lipeyko, “Analysis of elastic supports and rotor flexibility for dynamics of a cantilever impeller”. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 1741, 012043 (2021).
 11. M. Tkachuk, A. Grabovskiy, and A. Tkachuk, “Numerical and analytical analysis methods for radial response of flexible ring dampers,” in: M. Rackov, R. Mitrović, and M. Cavić (eds.). *Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering: Proceedings of KOD 2021, Mechanisms and Machine Science*, 109, 499–506 (2022).
 12. Popp, A., Wriggers, P. (Eds.). (2018). Contact Modeling for Solids and Particles. Cham: Springer, 228. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-90155-88>.
 13. Martynyak, R. M., Prokopyshyn, I. A., Prokopyshyn, I. I. (2015). Contact of Elastic Bodies with Nonlinear Winkler Surface Layers. *Journal of Mathematical Sciences*, 205 (4), 535–553. <https://doi.org/10.1007/s10958-015-2265-0>
 14. Barber J. R. *Contact mechanics*. Springer, 2018. 212p. DOI:10.1016/S0020-7683(99)00075-X
 15. Huang, K., Zhang, S. (2023). Beyond Monotone Variational Inequalities: Solution Methods and Iteration Complexities. *Pacific Journal of Optimization*. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2304.0415311>.
 16. Trémolières, R., Lions, J.-L., Glowinski, R. (2011). *Numerical Analysis of Variational Inequalities*. Amsterdam: Elsevier. 775.
 17. Valentin L. Popov, Qiang Li, Iakov A. Lyashenko. Contact mechanics and friction: Role of adhesion. *Friction* 13: 9440964 (2025). <https://doi.org/10.26599/FRICT.2025.9440964>.
 18. Popov V L. *Contact Mechanics and Friction. Physical Principles and Applications*, Springer Berlin, Heidelberg, 2017. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-53081-8>
 19. Pohrt, Roman & Popov, Valentin. (2013). Contact stiffness of randomly rough surfaces. *Scientific reports*. 3. 3293. 10.1038/srep03293. DOI:10.1038/srep03293
 20. Burger, H., Forsbach, F., & Popov, V. L. (2023). Boundary Element Method for Tangential Contact of a Coated Elastic Half-Space. *Machines*, 11(7),694. <https://doi.org/10.3390/machines11070694>
 21. G. Violano, A. Papangelo, M. Ciavarella, Stickiness of randomly rough surfaces with high fractal dimension: is there a fractal limit? *Tribology International*, Volume 159, 2021, 106971, ISSN 0301-679X, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.106971>.
 22. B.N.J. Persson, On the fractal dimension of rough surfaces. *Tribology Letters* 54, 99 (2014).
 23. Persson, B. N. J. (2001). Elastoplastic Contact between Randomly Rough Surfaces. *Physical Review Letters*, 87 (11). <https://doi.org/10.1103/physrevlett.87.116101>.
 24. Subbotina, V., Al-Qawabeha, U. F., Belozero, V., Sobol, O., Subbotin, A., Tabaza, T. A., Al-Qawabah, S. M. (2019). Determination of influence of electrolyte composition and impurities on the content of α -AL2O3 phase in MAO-coatings on aluminum. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (12 (102)), 6–13. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.185674>
 25. Belozero, V., Sobol, O., Mahatlova, A., Subbotina, V., Tabaza, T. A., Al-Qawabeha, U. F., Al-Qawabah, S. M. (2018). Effect of electrolysis regimes on the structure and properties of coatings on aluminum alloys formed by anodecathode micro arc oxidation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1 (12 (91)), 43–47. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.121744>
 26. Agureev, L., Savushkina, S., Ashmarin, A., Borisov, A., Apelfeld, A., Anikin, K. (2018). Study of Plasma Electrolytic Oxidation Coatings on Aluminum Composites. *Metals*, 8 (6), 459. <https://doi.org/10.3390/met8060459>
 27. Tkachuk, M., Lvov, G., Kravchenko, S., Moiseiev, S., Novikov, M., Burniashev, A., Pakki, G., Podrieza, S. (2023). Substantiating promising technical solutions for turbo- expander power plants based on the research into working processes and states. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, vol. 4, 7(124), 98–

105. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.28586>
 28. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013. – 756 p.
 29. Marchenko A.P., Ryazancev M.K., Shehovczov A.F. *Dvy`guny`*

vnutrishn`ogo zgoryannya: Seriya pidruchny`kiv u 6 tomax. Tom 1. Rozrobka konstrukcij forsovany`x dvy`guniv nazemny`x transportny`x mashy`n. Kh.: Prapor 2004. 384 c.

Надійшла (received) 31.01.25

Відомості про авторів / About the Authors

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

Грабовський Андрій / Grabovskiy Andrey – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; тел.: (057)7076166, e-mail: andrej8383@gmail.com

Ткачук Микола Миколайович / Tkachuk Mykola M. – доктор технічних наук, старший дослідник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Вейлер Володимир / Veiler Volodymyr – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна. тел.: (057) 707- 69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Шуть Олександр / Shut Olexsandr – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна. тел.: (057) 707- 69-02; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-8392-7124>; e-mail: tma@tmm-sapr.org

Овчаров Єгор / Ovcharov Egor – головний конструктор КБ двигунобудування, ДП «Завод ім. В.О. Малишева»; м. Харків, Україна. тел.: (057) 707- 69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Нечаєв Роман / Nechaev Roman – головний інженер ДП «Завод ім. В.О. Малишева», м. Харків, Україна. тел.: (057) 707- 69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Ліпейко Андрій / Lipeiko Andrii – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Назаренко Сергій / Nazarenko Sergiy – кандидат технічних наук, Національний технічний університет, «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; e-mail: nazarenkoserzh7@gmail.com

Прокопенко Микола / Prokopenko Mykola – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет, «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна.; тел.: (050) 754-41-35; e-mail: kola0123@ukr.net.

Льозний Олег / Loznyi Oleh – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Марусенко Олексій / Marusenko Olexsii – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; асистент кафедри комп'ютерного моделювання процесів та систем, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6911-2500>; e-mail: Oleksii.Marusenko@khpi.edu.ua