

М. М. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, О. Ю. ШУТЬ, А. І. ЛІПЕЙКО, Є. М. ОВЧАРОВ, М. А. ТКАЧУК, М. В. ПРОКОПЕНКО, В. В. ТРЕТЯК, І. Є. КЛОЧКОВ, М. С. САВЕРСЬКА, С. В. КУЦЕНКО, Н. В. ПІНЧУК

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ТА КРИТИЧНІ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ РОТОРНОЇ ЧАСТИНИ НАГНІТАЧА ПОВІТРЯ ВИСОКОФОРСОВАНОГО ДВИГУНА

У роботі досліджується напружено-деформований стан та критичні швидкості обертання роторної частини нагнітача повітря високофорсованого двигуна. Із цією метою побудовані параметричні геометричні та скінченно-елементні моделі роторної частини нагнітача повітря високофорсованого двигуна. Внаслідок високих швидкостей обертання диск робочого колеса набуває зонтоподібної деформованої форми. Ця деформація може спричинити вибирання зазору між робочими лопатями та статорною частиною нагнітача. У зонах різкої зміни форми на робочому колесі спостерігається концентрація напружень. Крім того, робоче колесо нагнітача розташоване консольно. Це спричиняє низькі критичні частоти обертання. Ці частоти можуть потрапляти у робочий діапазон кутових швидкостей обертання роторної частини нагнітача. Усі перелічені чинники у комплексі у межах єдиної розрахункової моделі раніше не враховувалися. Натомість, якраз урахування залежностей рівнів напружень, деформацій та критичних швидкостей від проектних параметрів становить інтерес при розробці конструкцій нагнітачів. Зокрема, у роботі здійснено варіювання характеристиками жорсткості пружних підшипникових опор ротора. Визначено вплив цих параметрів на критичні швидкості обертання роторної частини нагнітача повітря. Розроблені рекомендації стосовно відлаштування від небезпечних режимів роботи нагнітача.

Ключові слова: роторна система, нагнітач повітря, робоче колесо, напружено-деформований стан, критична швидкість обертання

Н. Н. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСКИЙ, А. Ю. ШУТЬ, А. И. ЛИПЕЙКО, Е. Н. ОВЧАРОВ, Н. А. ТКАЧУК, Н. В. ПРОКОПЕНКО, В. В. ТРЕТЬЯК, И. Е. КЛОЧКОВ, М. С. САВЕРСКАЯ, С. В. КУЦЕНКО, Н. В. ПИНЧУК

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ И КРИТИЧЕСКИЕ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ РОТОРНОЙ ЧАСТИ НАГНЕТАТЕЛЯ ВОЗДУХА ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В работе исследуется напряженно-деформированное состояние и критические скорости вращения роторной части нагнетателя воздуха высокофорсированного двигателя. С этой целью построены параметрические геометрические и конечно-элементные модели роторной части нагнетателя воздуха высокофорсированного двигателя. Вследствие высоких скоростей вращения диск рабочего колеса приобретает зонтообразную деформированную форму. Эта деформация может вызвать зазор между рабочими лопастями и статорной частью нагнетателя. В зонах резкого изменения формы на рабочем колесе наблюдается концентрация напряжений. Кроме того, рабочее колесо нагнетателя расположено консольно. Это влечет за собой низкие критические частоты вращения. Эти частоты могут попадать в рабочий диапазон угловых скоростей вращения роторной части нагнетателя. Все перечисленные факторы в комплексе в рамках единой расчетной модели ранее не учитывались. В то же время, учет зависимостей уровней напряжений, деформаций и критических скоростей от проектных параметров представляет интерес при разработке конструкций нагнетателей. В частности, в работе осуществлено варьирование характеристик жесткости упругих подшипниковых опор ротора. Определено влияние этих параметров на критические скорости вращения роторной части воздуха нагнетателя. Разработаны рекомендации по отстройке от опасных режимов работы нагнетателя.

Ключевые слова: роторная система, нагнетатель воздуха, рабочее колесо, напряженно-деформированное состояние, критическая скорость вращения

М. М. ТКАЧУК, А. ГРАБОВСКИЙ, О. ШУТЬ, А. ЛІПЕЙКО, Е. ОВЧАРОВ, М. А. ТКАЧУК, М. В. ПРОКОПЕНКО, В. В. ТРЕТЯК, І. КЛОЧКОВ, М. САВЕРСЬКА, С. КУЦЕНКО, Н. ПІНЧУК

STRESS-STRAIN STATE AND CRITICAL ROTATIONAL VELOCITIES OF AIR BLOWER ROTOR PART OF A HIGH BOOST ENGINE

The stress-strain state and critical rotation speeds of the air blower rotor part of highly forced engine are investigated. For this purpose, their parametric geometric and finite-element models are built. Due to the high speeds of rotation, the impeller disk acquires an umbrella-shaped deformed shape. This deformation can cause a gap to be selected between the impellers and the stator of the supercharger. In areas of abrupt change of shape on the impeller there is a concentration of stresses. In addition, the supercharger impeller is located cantilevered. This causes low critical speeds. These frequencies may fall within the operating range of angular velocities of the supercharger rotor. All these factors in the complex within a single calculation model were not previously taken into account. Instead, taking into account the dependences of stress, strain and critical velocity levels on the design parameters is of interest in the development of supercharger designs. In particular, the stiffness characteristics of the elastic rotor bearings were varied. The influence of these parameters on the critical rotation speeds of the rotor part of the air supercharger is determined. Recommendations have been developed for debugging from hazardous supercharger modes. In particular, it is proposed to reduce the radial stiffness of the shaft bearings by using elastic flexible rings. This can reduce critical rotor velocities beyond the operating range. In addition, a lighter material can be used to increase the strength of the impeller. It is also possible to limit the operating range of the angular rotational velocities of the rotor part of the investigated air blower. Analysis of the stress-strain state and the critical rotational velocities of the rotor were carried out on the basis of a unified generalized mathematical and numerical model.

Keywords: rotor system, air blower, impeller, stress-strain state, critical rotation speed

Вступ. Для сучасних високофорсованих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) високої потужності задля забезпечення робочого процесу згоряння палива в циліндрах необхідне забезпечення подачі великих об'ємів повітря. Зокрема, це танкові двигуни потужністю понад 1000 к.с., тепловозні, двигуни для дорожніх машин тощо.

Особливої актуальності ця проблема набуває для танкових двигунів, оскільки, по-перше, існує

© М. М. Ткачук, А. В. Грабовський, О. Ю. Шуть, А. І. Ліпейко, Є. М. Овчаров, М. А. Ткачук, М. В. Прокопенко, В. В. Третяк, І. Є. Клочков, М. С. Саверська, С. В. Куценко, Н. В. Пінчук, 2022

стійка тенденція до зростання потужності двигунів, а, по-друге, габарити моторно-трансмійних відділень танкових двигунів дуже обмежені. Відповідно, задля зростання подачі повітря збільшуються частоти обертання роторних частин нагнітачів повітря цих ДВЗ.

У свою чергу, це спричиняє ще більш стрімке зростання відцентрових навантажень на такі роторні частини. Крім того, змінюються критичні швидкості їх обертання. Для сумісного аналізу напружено-деформованого стану (НДС) та критичних швидкостей обертання (КШО) цих роторних систем доцільно розробити єдину комплексну розрахункову модель, яка дала би можливість визначити закономірності впливу різних варійованих параметрів на НДС та КШО досліджуваних роторних систем. Це сформуло зміст роботи.

Аналіз існуючих моделей та методів дослідження напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання роторних систем. Відомо, що нагнітачами, або нагнітальними машинами, називають пристрої для стиснення та переміщення рідин і газів. Нагнітачі для рідин називають насосами, а для газів – вентиляторами, газодувками та компресорами (залежно від рівня тиску газів) [1].

За принципом дії нагнітачі поділяють на струминні, лопаткові та об'ємні [1–3]. У своїй роботі струминні нагнітачі використовують енергію струменя рідини або газу. Об'ємні нагнітачі у свою чергу поділяються на поршневі, зубчасті та пластинчасті [1].

В об'ємних нагнітачах потужність робочому тілу (РТ) передається шляхом його безпосереднього стискування робочим органом нагнітача; у лопаткових – шляхом закручування колесом, яке обертається, а в струминних – внаслідок змішування активного робочого середовища зі струменем. У відцентрових нагнітачах РТ у лопатковому колесі переміщується у радіальному напрямку, а в осьових – в осьовому.

Об'ємно-поршневий нагнітач у найпростішому випадку (рис. 1) є розташованим у циліндричному корпусі поршнем, при русі якого в один бік РТ всмоктується через всмоктувальний клапан (ВК) і надходить у робочу камеру. У разі зворотного руху поршня РТ стискається і виштовхується із робочої камери через нагнітальний клапан (НК).

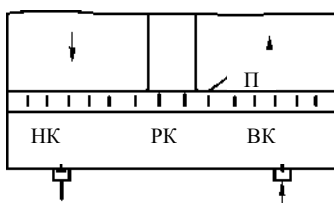


Рисунок 1 – Принципова схема об'ємно-поршневого нагнітача

Слід зазначити, що позитивним у таких нагнітачах є високе значення ККД, можливість стискування до високого тиску і незалежність величини подачі від тиску. До недоліків слід

віднести громіздкість, технічні труднощі з'єднання з електродвигуном, наявність клапанів (що ускладнює конструкцію), нерівномірність та періодичність подачі.

Шестеренні нагнітачі складаються з пари зчеплених між собою шестерень (рис. 2), які розташовані у корпусі із мінімальним зазором між зубцями і корпусом. Під час обертання зубці захоплюють рідину і переносять її з боку всмоктування у бік нагнітання. Стискування РТ здійснюється у зазорах між зубцями. Конструкція таких нагнітачів відносно проста та компактна. Ці нагнітачі можна безпосередньо з'єднувати з електродвигуном. Шестеренні нагнітачі призначені для в'язких рідин. Як правило, мають малу подачу і низький коефіцієнт корисної дії через втрати в торцевих зазорах і наявність тертя у зчепленнях шестерень [1].

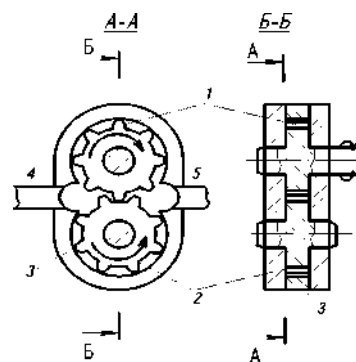


Рисунок 2 – Шестеренний насос:
1 і 2 – шестерні; 3 – корпус; 4 – нагнітальна лінія;
5 – всмоктувальна лінія

Пластинчастий (ротаційний) нагнітач (рис. 3) є циліндричним корпусом 1. У цьому корпусі ексцентрично розташований ротор 2, у пазах якого знаходяться пластини 3, які пересуваються в пазах при обертанні ротора.

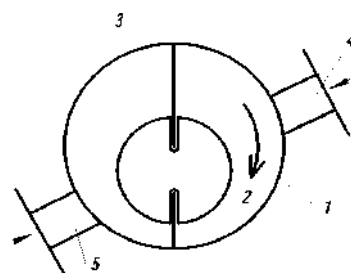


Рисунок 3 – Схема пластинчастого нагнітача

Пластинчастий нагнітач працює наступним чином. При зменшенні простору між пластинами і стінками корпусу рідина, яка надходить через всмоктувальний патрубок 4, стискається і виштовхується у нагнітальний патрубок 5. Принцип дії на рідину у поршневому і пластинчастому насосах схожий. Порівняно з поршневим нагнітачем, де поршень переміщується поступально, у пластинчастому – рухається обертально.

Схема струминного нагнітача показана на рис. 4. Він складається із корпусу 1, патрубків 2 і 3,

сопла 4, камери змішування 5 і дифузора 6. Під великим тиском рідина надходить у сопло 4, де швидкість її зростає, а тиск значно зменшується. Це дає можливість через патрубок 3 підсмоктувати іншу рідину або газ [1, 2].

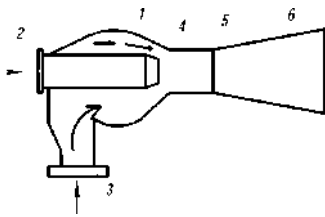


Рисунок 4 – Схема струминного нагнітача

При перемішуванні струменів частинки середовища обмінюються між собою енергією руху завдяки різним швидкостям. Внаслідок цього у кільцевих зазорах між соплом і камерою змішування з'являється підсмоктувальне середовище

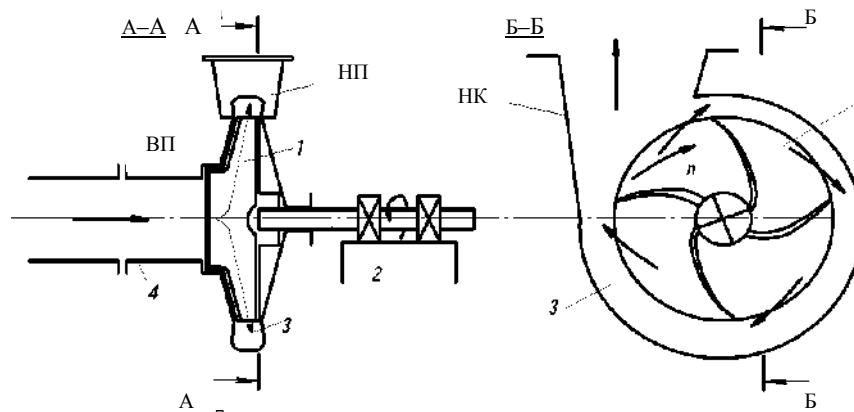


Рисунок 5 – Схема відцентрового нагнітача:

1 – колесо, 2 – вал, 3 – передній диск, 4 – задній диск, 5 – лопатки, 6 – підшипники, 7 і 8 – ущільнення, 9 – підвід, 10 – спіральний відвід, 11 – напірний патрубок

Найпростіший осьовий нагнітач (рис. 6) має вигляд лопаткового колеса 1, яке розташоване у циліндричному кожусі 2.

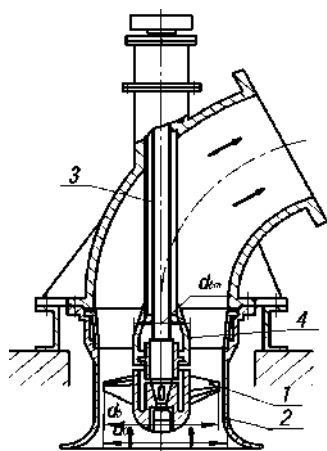


Рисунок 6 – Схема осьового нагнітача

Осьовий насос вертикального типу на валі 3 має втулку. На цій втулці кріпиться лопаткове колесо 1. При обертанні колеса здійснюється рух РТ за віссю

(розрідження). Далі тиск суміші підвищується у дифузори. У літературі такі насоси називають ще ежекторами, інжекторами та елеваторами [1, 4]. Головний їх недолік – відносно низький ККД.

На рис. 5 наведено схему лопаткового відцентрового нагнітача. Лопаткові відцентрові нагнітачі є лопатковим колесом 1, що розташоване у спіральній камері 3. При обертанні колеса рідина, яка надходить в осьовому напрямку через всмоктувальну трубку 4, подається у міжлопаткові канали, відхиляючись від цього напрямку на 90°. Під впливом відцентрової сили здійснюється закручування потоку і виштовхування РТ у спіральну камеру 3, де через нагнітальний трубопровід подається у нагнітальний трубопровід. Нагнітачі такого типу мають порівняно високий ККД та відносно просту конструкцію. На практиці відцентрові нагнітачі використовуються як насоси, вентилятори та як багатоступеневі компресори.

Порівняно із відцентровим осьовий нагнітач має більш високий ККД, більш компактний. Основний недолік – створюється менший тиск РТ через відсутність відцентрових сил.

Наступний тип нагнітачів – вихорові нагнітачі. Конструктивно вони є лопатковими колесами (рис. 7). На відміну від відцентрового НГ – з прямими лопатками.

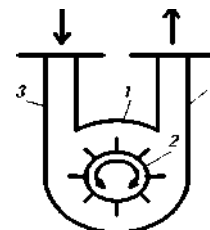


Рисунок 7 – Схема вихорового нагнітача

Принцип роботи такого НГ такий. Робоче тіло надходить у корпус 1 по дотичній. Потім завдяки обертанню робочого колеса 2 переміщується і відводиться знову по дотичній у нагнітальну лінію 4. Такі нагнітачі відносяться до групи лопаткових. У

них відсутнє радіальне переміщення РТ, тому їх не можна віднести до відцентрових. Також відсутнє осьове переміщення РТ, тому до осьових їх також не відносять. Основна перевага таких нагнітачів – відносна простота конструкції, але вони мають невеликий ККД.

Для наддуву форсованих двигунів бронетанкової техніки застосовуються відцентрові нагнітачі (компресори), які мають малі габарити й масу, високий коефіцієнт корисної дії та надійність [5–8].

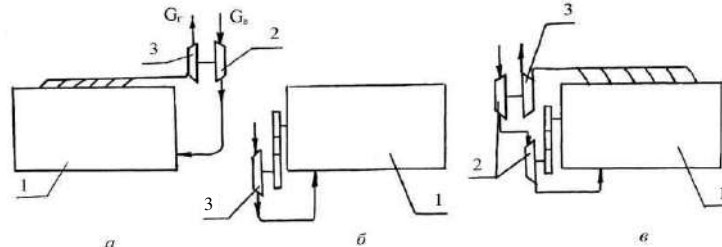


Рисунок 8 – Схеми приводів компресора:

а – з газовим зв'язком між поршневою і лопатковою машинами; б – з механічним зв'язком між цими машинами; в – з комбінованим зв'язком між ними; 1 – поршнева машина; 2 – турбіна; 3 – компресор

У випадку, коли на загальному роторі встановлені елементи і компресора, і турбіни, і з поршневим двигуном – тільки газовий зв'язок, то такий агрегат, як відомо, зветься турбокомпресором (ТК), який використовують у чотиритактних двигунах при забезпеченні балансу потужностей між турбіною та компресором (див. рис. 8, а).

На рис. 8, б наведено схему із приводним компресором (тобто з приводом від колінчастого валу). За такою схемою виконуються двотактні (фірма «Лейланд») та чотиритактні двигуни (В–46, В–84) бронетанкових машин [5–7].

На рис. 8, в зображено комбінований зв'язок між поршневою і лопатковою машинами. Такий зв'язок мають високофорсовані двигуни, в яких величина дисбалансу потужностей турбіни і компресора перемінна за зовнішньою і навантажувальною характеристиками. Для компенсації такого дисбалансу здійснюється відбирання потужності від колінчастого валу [6, 7].

Зрозуміло, що в кожного із трьох типів зв'язку є свої переваги і недоліки. Основні з них такі.

Переваги газового типу зв'язку: краща паливна економічність на часткових режимах, малі габарити ТК, висока надійність, мала вартість.

Недоліки газового типу зв'язку: гірші пускові якості, обмежені можливості підвищення наддуву в заданих габаритах, висока інерційність ротора.

До переваг механічного типу зв'язку можна віднести: хороші пускові якості, високу сприйнятливості, синхронність роботи з двигуном, простоту конструкції. До недоліків – неузгодженість характеристик повітропостачання та паливоподачі на часткових навантаженнях; зменшення коефіцієнта пристосування при зростанні рівня форсування; високі динамічні навантаження на елементи приводу й колеса компресора.

Перевагами комбінованого зв'язку є: хороші пускові якості; можливість отримання високого

При розробці сучасних компресорів для наддуву форсованих дизелів бронетанкової техніки виникає питання великих енергетичних витрат на їх привід. У сучасних комбінованих двигунах внутрішнього згоряння потужність компресора може складати до 40 % від ефективної потужності самого двигуна і збільшуватись при подальшому форсуванні [5–8].

Відомі три схеми приводу компресора: від турбіни, колінчастого валу двигуна або комбіновано (рис. 8) [5, 9].

рівня наддуву; поліпшення розгінних характеристик; підвищення міцності від утоми колеса компресора. Основні недоліки: зниження ККД двигуна, ускладнення конструкції, збільшення габаритів, неузгодженість характеристик повітропостачання та паливоподачі при перехідних режимах.

Перший тип зв'язку використовується тільки у чотиритактних двигунах, а другий і третій – у двотактних та чотиритактних двигунах бронетанкових машин [8, 9].

Слід підкреслити, що використання газового зв'язку компресора та двигуна, який широко застосовується на форсованих чотиритактних двигунах бронетанкової техніки, має низку суттєвих недоліків. Перш за все це висока інерційність ротора, що призводить до диміння двигуна при його роботі на перехідних режимах, коли різкий накид навантаження (і різке збільшення циклової паливоподачі) випереджає розкрутку ротора ТК, що призводить до збагачення робочого тіла [5].

У разі механічного зв'язку зі збільшенням тиску наддуву погіршується постачання двигуна повітрям на режимі крутного моменту у зв'язку зі збільшенням крутизни кривої тиску повітря залежно від частоти обертання колінчастого валу. При подальшому форсуванні погіршується коефіцієнт пристосування двигуна [5].

Вище було відмічено, що у форсованих двигунах бронетанкових машин найбільше використання отримали відцентрові компресори.

Основні елементи відцентрового компресора (рис. 9): вхідний патрубок; вхідний напрямний апарат; робоче колесо; безлопатковий дифузор; лопатковий дифузор; повітрозбірник.

Вхідні патрубки служать для підведення повітря до робочого колеса і поділяються на осьові, радіально-кругові й коліноподібні. Найменші втрати енергії властиві осьовим патрубкам, що мають найменші габарити.

Для управління тиском наддуву залежно від частоти обертання колінчастого валу служить нерухомий напрямний апарат. Для збільшення тиску наддуву на режимі крутного моменту лопатки обертаються на кілька десятків градусів проти напрямку обертання робочого колеса, а на режимі номінальної потужності – на кілька десятків градусів у напрямку обертання робочого колеса, що призводить до зниження тиску наддуву і потужності на привід компресора [5–7]. Слід зауважити, що такий спосіб регулювання тиску наддуву ускладнює конструкцію компресора, а через потрапляння пилю у зубчастий привід лопатки втрачають рухомість. Через це нерухомий напрямний апарат у двигунах бронетанкових машин не отримав застосування.

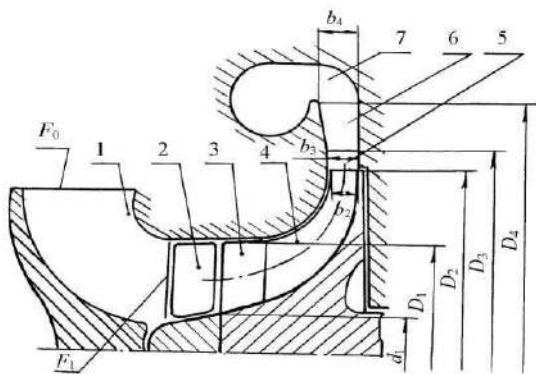


Рисунок 9 – Схема проточної частини відцентрового компресора [5]:

- 1 – вхідний патрубок; 2 – нерухомий напрямний апарат;
- 3 – оборотний напрямний апарат; 4 – робоче колесо;
- 5 – безлопатковий дифузор;
- 6 – лопатковий дифузор; 7 – повітрязбірник

Оборотний напрямний апарат є початковою зоною робочого колеса. Цей апарат забезпечує плавний вхід повітря у міжлопаткові канали робочого колеса і рівномірну та безперервну течію у місці повороту потоку від осьового напрямку на радіальний. Оборотний направляючий апарат – це криволінійний дифузор, у якому зменшується швидкість та збільшується тиск у напрямку руху потоку. Середня швидкість потоку при виході з цього апарату зменшується у 1,8...2 рази [5–7].

У роботі [5] зазначено, що величина колової швидкості лопаток оборотного напрямного апарату змінюється лінійно уздовж радіуса не тільки за величиною, а й за напрямком, а вхідні кути лопаток виконуються змінними: у втулочному перерізі – 40...42°, у периферійному – 30...32°.

Оборотний напрямний апарат виконується разом із робочим колесом або окремо. У випадку роз'ємного апарату спрощується технологія його виготовлення та поліпшуються умови профілювання міжлопаткових каналів. У такому разі оборотний напрямний апарат і робоче колесо збирають на з'єднувальній втулці, а потім встановлюють на вал компресора [5, 6].

Слід зазначити, що лопатки роз'ємного оборотного напрямного апарату більш схильні до вібрацій. Для того, щоб збільшити власні частоти і

зменшити амплітуди коливань, лопатки апарату виконуються змінним перерізом уздовж висоти із товщиною біля кореня не меншою, ніж 1,8 мм [5] та притискуються до лопаток колеса із натягом, який отримується завдяки нахилу їхніх поверхонь. Величина власної частоти лопаток має контролюватися на кожному оборотному напрямному апараті [6].

Основною частиною відцентрового ступеня є робоче колесо, де повітря передається робота, що витрачається на збільшення його потенціальної та кінетичної енергії.

Набули поширення закриті, напіввідкриті та відкриті колеса компресорів (рис. 10) [6–7].

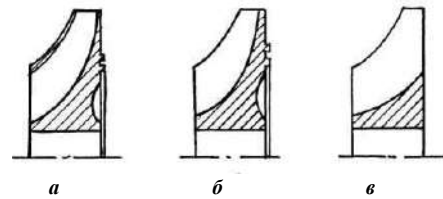


Рисунок 10 – Типи робочих коліс компресора:
а — закрите; б — напіввідкрите; в — відкрите

Найбільший ККД колеса закритого типу мають завдяки малим гідравлічним витратам, але вони майже не використовуються через складність їх виготовлення і низьку міцність від утоми.

Більшу міцність від утоми мають колеса напіввідкритого типу. Вони також забезпечують високі напори в одному ступені. Проте ці колеса мають і недоліки: вентиляційні втрати через перетікання повітря у напрямку, протилежному обертанню колеса; втрати, пов'язані з тертям і гальмуванням потоку нерухомою передньою стінкою; велика схильність лопаток до вібрацій.

При використанні відкритих коліс названі недоліки проявляються ще більшою мірою.

У роботах А.П. Марченка, М.К. Рязанцева, А.Ф. Шеховцова [5–7] вказано, що з метою отримання ККД напіввідкритого колеса на рівні закритого необхідно: зменшувати об'єми міжлопаткових каналів за рахунок збільшення кількості лопаток робочого колеса; зменшувати зазор між передньою кромкою лопатки й нерухомою стінкою до 0,5...0,6 мм; збільшувати чистоту робочих поверхонь за рахунок віброшліфування та подальшого анодування.

При виконанні цих заходів можливо забезпечити однакові рівні адіабатичних ККД компресорів із закритими та напіввідкритими колесами (на рівні 0,80...0,83) [5].

Напіввідкриті колеса набули найбільшого розповсюдження на двигунах бронетанкової техніки. У відцентрових компресорах застосовують три типи лопаток: загнуті вперед, радіальні, загнуті назад (рис. 11) [6–7].

У роботах А.П. Марченка та М.К. Рязанцева [5–7] проаналізовано переваги та недоліки різних типів лопаток робочих коліс компресорів та встановлено, що у двигунах бронетанкових машин доцільніше використовувати колеса з радіальними

або загнутими назад лопатками. Перш за все тому, що вони мають більш високі ККД.

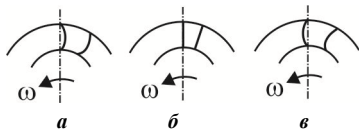


Рисунок 11 – Типи лопаток робочого колеса компресора:
а – загнута вперед; б – радіальна; в – загнута назад

Перетворення кінетичної енергії повітря на виході з колеса у статичний тиск здійснюється у дифузорі. Як правило, у відцентрових компресорах застосовуються безлопаткові та лопаткові дифузори [6]. Безлопатковий дифузор є кільцевою щільною із паралельними або розбіжними стінками. Швидкість повітря у такому дифузорі зменшується внаслідок збільшення площі зі зростанням діаметра [5].

Наступний елемент – це лопатковий дифузор. Він є круговою решіткою, яка створена лопатками.

Тут здійснюється примусовий поворот потоку, що викликає швидке гальмування робочого тіла.

Кількість лопаток дифузора обирається із розрахунку неkratності лопаток робочого колеса. Крім того, кількість лопаток впливає на резонанс у колесі. Наприклад, при кількості лопаток робочого колеса 14 або 28 кількість лопаток дифузора має складати 15...18 [5,6].

Ще одним елементом проточної частини відцентрового компресора є повітрярозбірник. Його призначення – відведення повітря до нагнітального трубопроводу. Повітрярозбірник виготовляється у вигляді одно- або двозахідного завитка. Площа поперечного перерізу завитка обирається рівною площі дифузора. Швидкість повітря у завитку звичайно складає 75...120 м/с [5].

Основні конструктивні співвідношення низки виконаних конструкцій відцентрових компресорів бронетанкових машин наведено у табл. 1 [5,6].

Таблиця 1 – Основні співвідношення і параметри одноступеневих компресорів двигунів бронетанкових машин

Найменування параметрів		Двигуни				
		5ТДФ	6ТД-1	12ЧН 15/16		
Ступінь підвищення тиску		2,67	3,32	4,30		
Витрата повітря, кг/с		1,25	2,05	0,97		
Температура повітря після компресора, К		416	447	478		
Ефективний ККД		0,79	0,79	0,81		
Адіабатичний ККД		0,80	0,81	0,82		
Коефіцієнт напору		0,66	0,70	0,57		
Коефіцієнт робочого діапазону, %		20	12	19		
Відносна потужність, що витрачається на привід компресора, %		31,4	39	33		
вхідний патрубок	Тип		коліноподібний			
	Площа перерізів, м ²	на вході	0,030	0,030	0,015	
		на виході	0,011	0,015	0,008	
	Коефіцієнт втрат		0,2	0,2	0,2	
Швидкість повітря на виході, м/с		122	141	163		
напрямний апарат	Нерухомий	Кількість лопаток, шт.	13	–	–	
	Обертвий	Тип		від'ємний		
		Кількість лопаток, шт.		14	14	11
		Форма лопатки		параболічна		
		Діаметр, мм,	зовнішній	133,4	145	100
			втулочний	60	60	40
		Відносна швидкість повітря на вході в ОНА на діаметрі, м/с,	зовнішньому	230	288	326
			втулочному	172	210	243
Вхідний кут середньої лінії профілю у перерізі, град.,	периферійному	30	30	32		
	втулочному	42	42	42		
Швидкість повітря на виході з ОНА, м/с		104	127	148		
робоче колесо	Тип		закрите	напіввідкрите		
	Кількість лопаток, шт.		14	28	22	
	Вихідний кут лопаток, град.		90	90	52°30'	
	Зовнішній діаметр, мм		225	240	170	
	Відношення діаметрів		0,267	0,250	0,235	
			0,583	0,604	0,588	
	Ширина колеса на виході, мм		10,5	12,5	8,0	
	Відносна ширина колеса		0,0467	0,052	0,047	
	Швидкість повітря на виході із колеса, м/с		340	393	390	
	Кут виходу швидкості повітря, град.		19	17°30'	14°10'	
	Окружна швидкість, м/с		380	415	516	
	Тиск повітря на виході, МПа,	статичний	0,163	0,177	0,228	
		повний	0,276	0,345	0,410	
Тип ущільнення		–	лабіринтове	радіально-лопаткове		

Найменування параметрів			Двигуни		
			5ТДФ	6ТД-1	12ЧН 15/16
безлопатковий дифузор	Ширина дифузора, мм, на	вході	11,1	13,1	8,0
		виході	12,0	13,1	8,0
	Відношення ширин		0,925	1,0	1,0
	Зовнішній діаметр, мм		250	260	190
	Відносна радіальна протяжність		1,11	1,083	1,118
	Кут виходу потоку повітря, град.		16	15°30'	13
	Швидкість потоку повітря на виході, м/с		283	343,5	340,3
	Тиск повітря на виході, МПа,	статичний	0,184	0,207	0,258
		повний	0,263	0,336	0,400
Лопатковий дифузор	Кількість лопаток, шг.		18	18	19
	Форма лопаток		параболічна		
	Ширина дифузора, мм, на	вході	12,0	13,1	8,0
		виході	15,9	17,1	10,62
	Відносна ширина		1,325	1,305	1,325
	Зовнішній діаметр, мм		329	339	246
	Відносна радіальна протяжність		1,318	1,305	1,295
	Кут згинання середньої лінії профілю лопатки, град., на	вході	16°23'	16	15
		виході	32	32	30
	Швидкість повітря на виході, м/с		76,5	85	150
Тиск повітря на виході, МПа,	статичний	0,243	3,03	3,50	
	повний	0,249	3,12	3,80	
Повітро- збірник	Форма поверхні		двозахідний спіральний завиток із постійним зовнішнім діаметром		
	Швидкість повітря на виході, м/с		82	94	102

Окремої уваги потребують конструкції приводних відцентрових компресорів двигунів бронетанкових машин. Як правило, на двотактних та чотиритактних двигунах бронетанкової техніки використовують компресори із механічним зв'язком із колінчастим валом. Розглянемо основні конструкції.

Компресор двигуна В-46 – рис. 12 [5].

Цей нагнітач складається із підвищувального двоступінчатого редуктора та проточної частини. У проточну частину входять колесо компресора, дифузор, покривний диск та повітрязбірник. Підвищувальний редуктор складається із набору циліндричних шестерень, що забезпечують передатне відношення від колінчастого вала ($n_{\text{двз}} = 2000 \text{ хв}^{-1}$) до ротора компресора ($n_{\text{к}} = 26700 \text{ хв}^{-1}$) [5, 6].

На рис. 13 показано компресор двигуна 5ТДФ [5]. Цей компресор має наступні особливості. Він складається із проточної частини та підвищувального редуктора. Крізь вхідний патрубок робоче тіло поступає на робоче колесо, яке складається з обертового напрямного апарату 2 і крильчатки 4 закритого типу. Крильчатка та обертовий апарат виготовлені з алюмінієвого сплаву АК4-1. На тильному боці передбачене лабіринтне ущільнення для усунення проникнення повітря під тиском за крильчатку. Лопаткова частина дифузора складається з лопаток та конічного диска, які виготовлені з АК4-1. Дифузор полірується і анодується для зменшення втрат від тертя повітря та для зниження зношування від пилу. Повітрязбірник із двома патрубками служить для відведення повітря на колесо. Через втулку здійснюється передача крутного моменту від ротора до крильчатки

компресора. Втулка фіксується відносно крильчатки штифтами. Через двоступінчастий редуктор робоче колесо приводиться від колінчастого вала [5, 6].

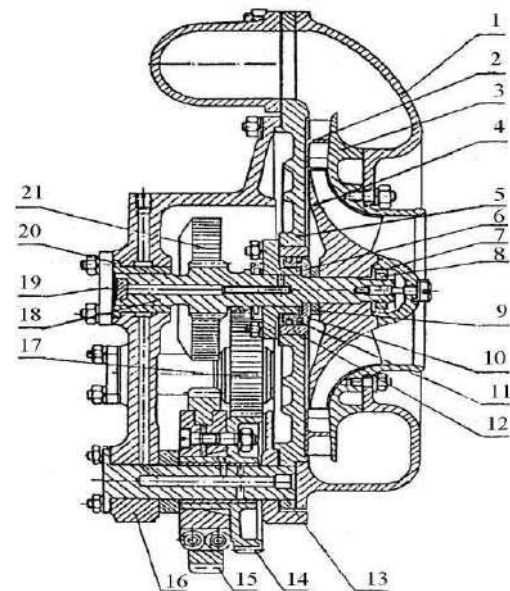


Рисунок 12 – Компресор двигуна В-46 [5]:

- 1 – повітрязбірник; 2 – дифузор; 3 – покривний диск;
- 4 – робоче колесо; 5 – кришка компресора;
- 6, 20 – підшипники; 7 – ковпачок; 8 – гайка;
- 9 – кільце регулювальне; 10 – кільцетримач; 11 – кільце ущільнювальне; 12 – обойма; 13 – вісь; 14 – шестерня;
- 15 – пружна муфта; 16 – корпус; 17 – проміжна шестерня;
- 18 – вал; 19 – п'ята; 21 – шестерня перебору

Від шестерні колінчастого вала приводиться

редуктор, в якому встановлено пружну муфту. За допомогою пружин вінець цієї шестерні–муфти з'єднується із поводком колінчастого вала. У разі різкої зміни частоти обертання колінчастого вала поводок деформує пружину і зменшується динамічне навантаження на вінець зубчатки. Муфта, яка встановлена в редукторі, складається із вінця й поводка. У цій конструкції проточна частина компресора складається із відцентрового колеса з лопатками із алюмінієвого сплаву. Ротор обертається на підшипниках ковзання. Лопатковий дифузор розташований на виході з колеса. Він має 23 лопатки аеродинамічного профілю. Повітря забирається завитком у вигляді спірального каналу, а відводиться патрубком [5].

Підкреслимо основні питання надійності компресора двигуна 5ТДФ [5–7].

У роботах проф. М.К. Рязанцева вказано, що під час експлуатації двигуна 5ТДФ відмічалися руйнування робочих коліс при напрацюваннях від 200 год. Руйнування мали утомний характер і локалізувалися у місцях сполучення втулки із

крильчаткою.

При ретельному аналізі результатів експлуатації виявилось, що причиною руйнування робочих коліс нагнітача є збільшення передатного відношення від колінчастого вала до крильчатки. Це підвищило динамічні навантаження у зоні штифтів внаслідок змінного характеру частоти обертання колінчастого вала. При експлуатації колінчастий вал сприймає коливання навантажень і має власні коливання у межах $2000...3200 \text{ хв}^{-1}$. Це викликає накопичення утоми у ступиці крильчатки в отворах під штифти і призводить до утомного руйнування [6, 7]. У результаті прискорених випробувань та розрахункових експериментів для зниження напружень в області штифтів їхній діаметр був змінений з 55 мм на 65 мм; кількість штифтів збільшена з 6 до 7; діаметр штифта зменшено з 6 мм до 5 мм; збільшено радіус округлення біля основи западини з 0,5 мм до 1,5 мм. Ці заходи дали можливість збільшити довговічність крильчатки майже у 3 рази (до 145000 циклів) [6].

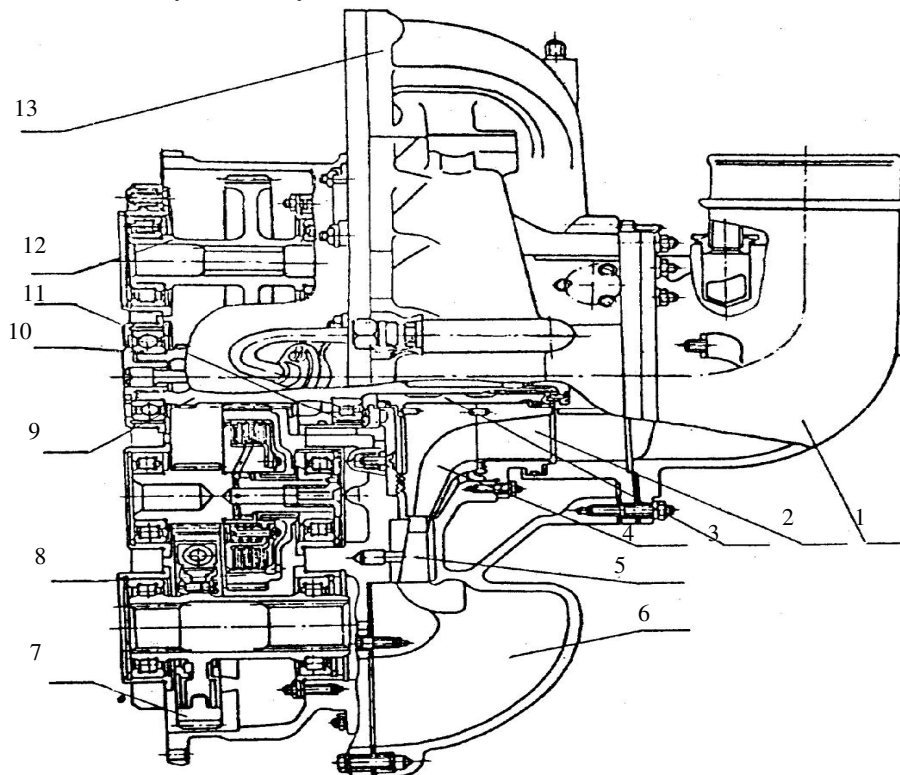


Рисунок 13 – Компресор двигуна 5ТДФ [5]:

- 1 – вхідник; 2 – обертовий напрямний апарат; 3 – втулка; 4 – робоче колесо; 5 – дифузор; 6 – повітрязбірник;
7 – пружна муфта; 8 – фрикційна муфта; 9 – вал; 10 – підшипник кульковий; 11 – підшипник роликовий;
12 – шестерня привода від турбіни; 13 – патрубок вихідний

У компресорах для бронетанкових машин використовують підшипники кочення та ковзання. Відомо, що підшипники кочення мають більш високий ККД, вимагають менших витрат мастила, значно менше віддають теплоту тертя. Проте вони більш схильні до руйнування сепараторів через різке коливання частоти обертання n_k . Тому у компресорах підшипники кочення використовують, як правило, при $n_k < 40000 \text{ хв}^{-1}$. Для зменшення руйнування використовують суцільно фрезовані

сепаратори. Вони мають більшу міцність від утоми [5, 6]. Режим та вид змазування суттєво впливають на роботу підшипників (і у т.ч. тверде мастило та відсутність забруднення і консистентного змащення).

Руйнування підшипників відмічалось під час великих прогинів вала у зоні робочого колеса компресора при критичній частоті обертання [5]. У результаті таких амплітуд прогинів вала спостерігається зачеплення і зношення роликів

підшипників, обойм та роликів. Щоб не допустити таких руйнувань, критичні частоти слід вивести із зони робочих частот. Основними заходами, що впливають на ці процеси, є зміна жорсткості системи, величини мас, що коливаються, за рахунок демпфера, який гасить коливальні процеси. На танковому двигуні 5ТДФ роль пружного демпфера відіграє опора підшипника, яка підпружинена пружним елементом у вигляді кільця, що встановлюється у стакан підшипника [5, 6]. Коли вал прогинається у зоні критичних частот, пружне кільце деформується. При цьому змінюється жорсткість усієї системи і в цілому і знижуються її коливання. Динамічне навантаження при цьому на

підшипники знижується майже у 10 разів [6, 7].

На рис. 14 наведено компресор танкового двигуна 6ТД-1 [5, 6]. Потужність привода компресора складає 207 кВт проти 160 кВт у двигуна 5ТДФ. Особливості роботи пружної муфти для привода компресора при цьому змінюються. Пружна муфта не може виконувати своє призначення через посадку сухарів на упор. У такому випадку вона відіграє роль жорсткого елементу. Тому на більш форсованих модифікаціях двигунів бронетанкової техніки пружна муфта замінена ресорою (позиція 8 на рис. 14). Необхідна податливість системи забезпечена за рахунок підбору її жорсткості [5, 6].

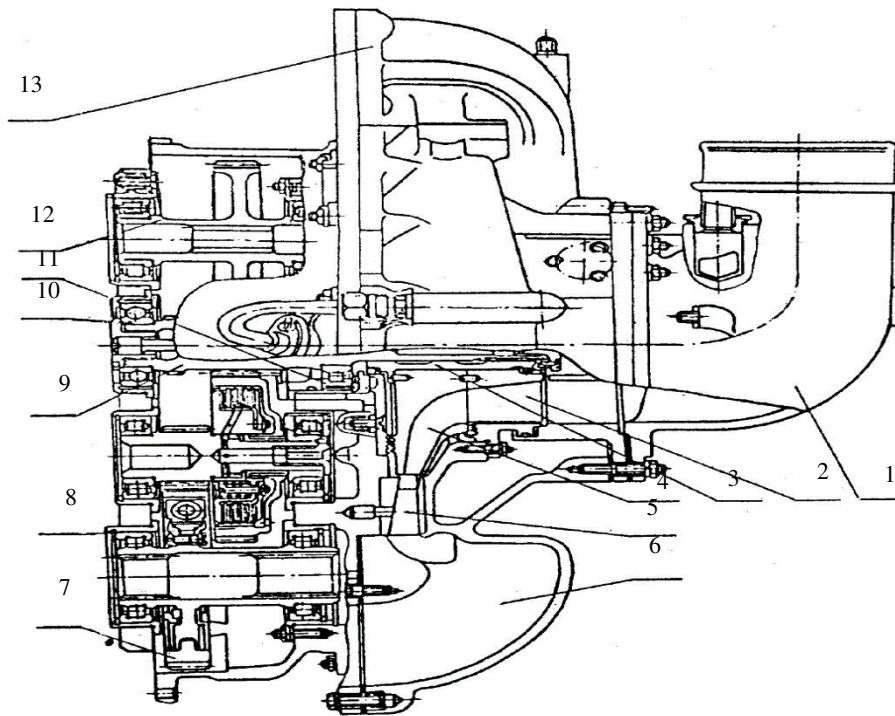


Рисунок 14 – Компресор двигуна 6ТД-1 [5]:

- 1 – вхідний патрубок; 2 – обертовий напрямний апарат; 3 – втулка; 4 – робоче колесо; 5 – покривний диск; 6 – дифузор; 7 – повітрязбірник; 8 – ресора; 9 – ведуча шестерня; 10 – фрикційна муфта; 11 – підшипник з розрізною внутрішньою обоймою; 12 – вал робочого колеса; 13 – опора; 14 – шестерня привода від турбіни; 15 – пружина; 16 – упор

Збільшення потужності на привід компресора, що передається турбіною, зумовило руйнування шестерні 2 уздовж полотна на дузі 60° [5]. Дослідження у роботах проф. М.К. Рязанцева дали можливість установити, що вказані руйнування пов'язані зі згинними коливаннями диска за наявності осьової збурювальної сили. Ця сила виникає через несиметричне розташування і різну податливість опор. У роботах [5–7] наведено, що голографічні випробування свідчать про наявність осьового збурення, від якого у диску виникають коливання за 3-вузловою формою. Для того, щоб збільшити жорсткість диска, товщина полотна змінена з 6 до 7 мм, а товщина обода – з 5,5 мм до 6,5 мм [5–7]. Шестерні привода компресора виготовлені із штампованих заготовок зі сталі 20ХЗМВФ (замість сталі 18Х2Н4МА у двигуні

5ТДФ). Після шліфування профіля зуба він підлягає зміцненню дробоструминкою. Для підвищення тиску наддуву збільшено діаметр крильчатки до 240 мм й передатне відношення до 11,8, що у свою чергу збільшило колову швидкість до 415 м/с (проти 380 м/с у двигуні 5ТДФ). Такі результати та заходи запропоновано у роботах [5, 6]. Замість закритого застосоване напіввідкрите колесо для збереження надійності крильчатки на рівні двигуна 5ТДФ. Щоб забезпечити адиабатичний ККД напіввідкритого колеса на рівні закритого, пропонується таке [5]:

- 1) зменшити об'єми міжлопаткових каналів за рахунок збільшення кількості лопаток з 14 до 28;
- 2) зменшити захарщення входу у робоче колесо, оскільки тільки половина лопаток доходить до обертового апарату;
- 3) зменшити зазор між передньою кромкою

лопатки і нерухомою стінкою від 0,5 до 0,4 мм, що зменшить вентиляційні втрати перетікання повітря;

4) запропонувати конструкцію безвитратного відцентрового ущільнення тильного боку крильчатки за допомогою 28 радіальних лопаток;

5) забезпечити більш високу чистоту міжлопаткових каналів за рахунок віброшліфування й подальшого анодування.

При застосуванні цих заходів адіабатичний ККД компресора з напіввідкритим колесом практично не відрізняється від такого ж ККД компресора із закритим колесом і становить 0,81 для обох типів коліс [5].

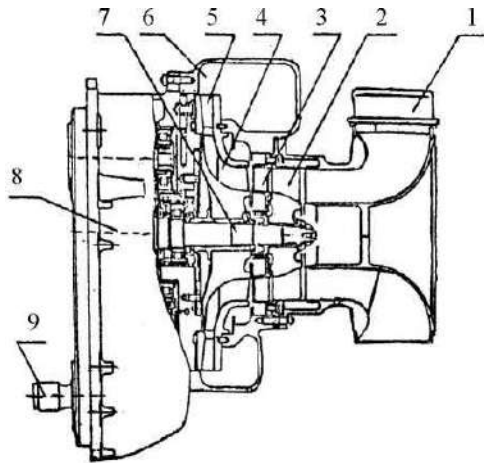


Рисунок 15 – Компресор двигуна 6ТД–2 [5]:

- 1 – вхідник; 2 – перший ступінь; 3 – випрямний апарат;
4 – другий ступінь; 5 – дифузор; 6 – повітрязбірник;
7 – центральний вал; 8 – редуктор; 9 – ресора

Компресор двигуна 6ТД–2 показаний на рис. 15 [5–7]. Аналіз експлуатації двигунів бронетанкових машин [1, 2, 5–7] із приводним компресором свідчить про те, що колова швидкість робочого колеса не має перевищувати 420 м/с. Подальше збільшення швидкості знижує його міцність від втоми.

Подальше збільшення ступеню наддуву та потужності двигуна 6ТД–2 досягнуто за рахунок двоступеневого стискування повітря [5–7]. Перший ступінь 2 – це осевідцентровий компресор. Потім повітря крізь випрямний апарат 3 подається на відцентрове колесо 4. Такий компресор має адіабатичний ККД на рівні 0,81 у широкому діапазоні частот обертання. Застосування двоступеневого стиску повітря дає можливість забезпечити колову швидкість близько 392 м/с та запаси міцності робочого колеса на рівні компресора двигуна 6ТД–1 [5, 6].

Як відомо, при проектуванні сучасних форсованих двигунів внутрішнього згоряння бронетанкових машин виникають проблеми із забезпеченням жорсткості, міцності та критичними швидкостями обертання роторних систем турбокомпресорів. Особливо це актуально для двигунів великої потужності. Для таких двигунів характерним є специфічна конструкція та великі розміри. При цьому виникають високі напруження, що можуть призвести до виникнення пластичних

деформацій та руйнування лопатей або диска. Слід зауважити, що робочий диск із лопатями набуває значних пружних деформацій. Таким чином, змінюється зазор між роторною та статорною частинами турбокомпресора. Це впливає на продуктивність його роботи. При цьому є ще одна важлива проблема – відлаштування від критичних режимів обертання роторної системи.

В [10, 11] розроблено математичну модель напружено-деформованого стану та власних частот коливань для дослідження жорсткості, міцності та критичних швидкостей обертання роторних систем турбокомпресорів. Розроблена модель має особливості. По-перше, вона є тривимірною (на відміну від багатьох редукованих) [12–15]. По-друге, розроблена модель є параметризованою. Такі властивості моделі дають змогу змінювати досліджувану конструкцію, а також досліджувати вплив варіюваних параметрів на жорсткість, міцність та критичні швидкості обертання роторної системи. Отримані залежності дають можливість обґрунтувати раціональні технічні рішення при проектуванні турбокомпресорів.

Питання динаміки та міцності роторних систем не втрачають і не можуть втрачати актуальності. Збільшуються пружні деформації елементів роторних систем. Це призводить до зміни зазорів із статорною частиною турбомашин. Зростають напруження від дії відцентрованих сил, що може призвести до проблем із міцністю окремих елементів роторних систем. Можуть реалізовуватися критичні режими при обертанні елементів роторної машини.

Такі проблемні питання потрібно вирішувати послідовно. Насамперед, будуються моделі напружено-деформованого стану та динамічних процесів, які напряму не пов'язані між собою.

Аналіз існуючих моделей і методів дослідження динаміки та міцності роторних систем. На сьогодні значного розвитку набули методи аналізу динаміки роторних систем, тому що питання відлаштування від критичних швидкостей обертання є первинними при проектуванні цих машин. У процесі дослідження використовуються різні моделі [16]: жорсткий диск, жорсткий вал, пружні опори; жорсткий диск, гнучкий вал, жорсткі опори; жорсткий диск, гнучкий вал, пружні опори.

Як визначається у [10, 11, 17], питома потужність ДВЗ має тенденцію збільшуватися із кожним поколінням. Це вимагає постійного збільшення забору повітря у камеру згоряння цих двигунів. Відповідно збільшуються габарити повітряних компресорів і посилюється робоче навантаження. Як наслідок, питання міцності, жорсткості та стабільності обертання стають більш складними для розробки нагнітача.

Проектні рішення відрізняються деталізацією та реалізацією, але мають багато спільних принципів і конструктивних особливостей. Таким чином, можна визначити набір проблем, які виникають для будь-якого пристрою із роторною частиною. Роботи [10, 11, 17] стосуються більш конкретного сімейства нагнітачів, які використовуються у двигунах важких

транспортних засобів, та відрізняються екстремальними умовами експлуатації та нерівномірним навантаженням. У конструкції нагнітача виникає широкий набір проблем. Звичайно, вібрації є основним фактором у будь-якій ротаційній машині. Тому їх помірність є ключовою метою.

Для аналізу таких систем розроблено різноманітні математичні та чисельні моделі динаміки ротора. Роторна система з гідродинамічними підшипниками ковзання розглянута в [12]. Ці та інші роботи [13–15] описують параметричну нестабільність гнучких роторних систем при гармонійному навантаженні. Різні автори [18–20] пропонували зменшувати амплітуду коливань за допомогою активних і пасивних магнітних підшипників, включаючи зони резонансу. Ключовою особливістю є змінні характеристики нелінійної сили та амортизаційні властивості цих підшипників. У [21] запропоновано метод керування гнучкими роторами з активними магнітними підшипниками, що забезпечує ефективне придушення резонансних коливань і надкритичну роботу. Нову конструкцію несучого амортизатора з інтегральною обтисковою плівкою запропоновано у [22].

Для оцінки стійкості незбалансованого консольного ротора було здійснено скінченно-елементне моделювання. Показано, що встановлення таких гнучких підшипників на обох опорах має вирішальне значення для досягнення оптимального контролю вібрації [23–25]. Основним джерелом вібраційного збудження є дисбаланс, нерівності тертя в роторі та підшипниках, а також зовнішнє збурення.

Деякі методи відлаштування від резонансів розбудови у роторних системах запропоновано в [1–12]. Однак ці роботи не охоплюють деяких критичних аспектів, які є вирішальними для елементів нагнітача у двигунах внутрішнього згоряння великої потужності. Зокрема, пружні деформації диска компресора, як правило, не враховуються в доступних аналізах.

Тому виникла потреба розробити доповнену модель, яка враховує напружено-деформований стан усього ротора. При аналізі критичних кутових швидкостей слід враховувати такі ефекти, як деформаційна жорсткість. Слід зазначити, що до конкретної конструкції нагнітача зазвичай застосовуються кілька критеріїв. Тому пропонується дотримуватися раніше розробленого параметричного підходу до моделювання тривимірних деформованих об'єктів [10, 11, 17].

Слід додатково зазначити, що задача відлаштування від критичних режимів обертання дійсно не вирішує усіх проблем роторних систем. Наприклад, існує множина конструкцій, у яких робоче колесо (диск із лопатями) має значні осьові розміри та розташоване консольно відносно опор. У цьому випадку зміна його конструктивних параметрів впливає не тільки на міцність і жорсткість від дії відцентрованих сил, але й на критичні швидкості обертання роторної системи у

цілому [17]. Таким чином, задача стає зв'язаною. У такому випадку бажано побудувати об'єднану модель дослідження напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання роторної системи. Крім цього, ця модель має бути чутливою до варіювання окремих параметрів.

В [10, 11, 17] пропонується будувати комплексну модель напружено-деформованого стану і критичних швидкостей обертання роторних систем на основі методу узагальненого параметричного моделювання. Такий підхід передбачає роботу із моделями різного типу та із різних предметних областей. Треба тільки мати алгоритм, який за набором деяких параметрів дає можливість одержувати у певному форматі модель досліджуваного об'єкта [26]. Далі потрібно створити модуль, який дає можливість варіювати окремі параметри об'єкта або їх набори. Поєднання цих двох можливостей створює основу для визначення чутливості характеристик НДС та критичних швидкостей обертання до варіювання окремих параметрів. А далі можливе варіювання задля забезпечення критеріїв жорсткості, міцності та стійкості руху роторних систем.

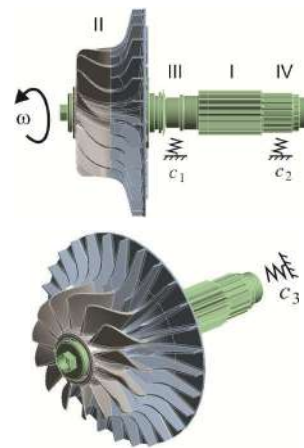


Рисунок 16 – Приклад роторної системи нагнітача повітря із консольним розташуванням РК

Підхід, що пропонується, можна розглядати при прикладі роторної системи, яка зображена на рис. 16. Така роторна система визначається багатьма параметрами. Це – форма і розміри вала та диска із лопатями. Крім того, це – властивості матеріалів, кутова швидкість обертання, відстань між підшипниковими опорами тощо. Деякі із цих параметрів є заданими, а частина – варіюваними. У різних випадках це можуть бути різні параметри.

У роботах [10, 11, 17] запропоновані підходи дають можливість на основі єдиної параметричної моделі ставити та розв'язувати задачі аналізу напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання роторних систем. Крім того, створено основу для розв'язання задач обґрунтування раціональних параметрів цих роторних систем за критеріями міцності, жорсткості та стійкості руху.

Як свідчить аналіз літературних джерел, натепер відсутні універсальні комплексні моделі, які

би сумісно враховували НДС та КШО елементів роторних систем. Разом із цим у низці робіт [10, 11, 17] пропонуються до розвитку перспективні напрямки побудови таких моделей. Відповідно, це стало основою при створенні такого типу моделі, тобто розроблення комплексної параметричної моделі і дослідження напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання роторних частин нагнітачів повітря із консольним розташуванням робочого колеса.

Мета роботи – розроблення комплексної параметричної моделі напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання роторних частин нагнітачів повітря із консольним розташуванням робочого колеса.

Структура параметричної моделі напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання елементів роторних систем. Розглядаються роторні системи нагнітачів повітря, у яких РК розташоване консольно відносно двох пружних підшипникових опор (див. рис. 16). Роторна система містить вал I із РК II, а також дві пружні підшипникові опори III (роликівий підшипник) та IV (кульковий радіально-упорний підшипник). Відповідно, як узагальнені варійовані параметри задіяні:

- 1) конструктивне виконання валу, властивості його матеріалу та геометричні розміри;
- 2) конструктивне виконання РК, властивості його матеріалу та геометричні розміри;
- 3) міжопорна відстань та виліт консолі;
- 4) пружні властивості опор (у радіальному (c_1 та c_2) та осьовому напрямках (c_3);

- 5) кутова швидкість обертання ω (див. рис. 1).

Варіюванням груп 1–5 параметрів p_i вдається повністю ідентифікувати та змінювати досліджувану роторну систему. При цьому під властивістю ідентифікації мається на увазі, що певний набір p_i однозначно, повно та несуперечливо задає основні масово-інерційні та пружні властивості досліджуваного об'єкта. Властивість змінюваності визначає здатність узгоджено та безконфліктно переходити від одного конструктиву до іншого (так само, як і до зміни робочого діапазону кутових швидкостей обертання ω).

Ці дві властивості є цінними як із точки зору визначення впливу того чи іншого параметра на НДС чи КШО роторної системи, так і з огляду на потенційну можливість реалізувати цілеспрямований пошук прийнятних рішень за критеріями міцності, жорсткості та стійкості руху.

При цьому слід зазначити, що серед множини параметрів p_i першочерговий інтерес становлять саме ті параметри, варіювання впливу котрих і є предметом того чи іншого дослідження.

Дослідження впливу жорсткостей підшипникових опор на критичні швидкості обертання роторних частин нагнітачів повітря із консольним розташуванням робочого колеса. Важливими параметрами, які впливають на критичні швидкості обертання роторної системи, є пружні

властивості підшипникових опор III та IV. Відповідно, приймаючи жорсткості c_1 та c_2 постійними у різних радіальних напрямках, можна здійснити вплив їх варіювання на КШО роторної системи, наведеної на рис. 17, зі своїми номінальними параметрами. Тут матеріали: вала – сталь; робочого колеса – алюмінієвий сплав типу АК4-1. Номінальні жорсткості: $c_1^0 = 1,96 \cdot 10^7$ Н/м, $c_2^0 = 1,96 \cdot 10^7$ Н/м. До розгляду введені такі безрозмірні параметри:

$$p_1 = \lg(c_1/c_1^0); p_2 = \lg(c_2/c_2^0),$$

які варіюються у межах $p_1 \in \{-2; -1; 0; 1; 2\}$; $p_2 \in \{-2; -1; 0; 1; 2\}$.

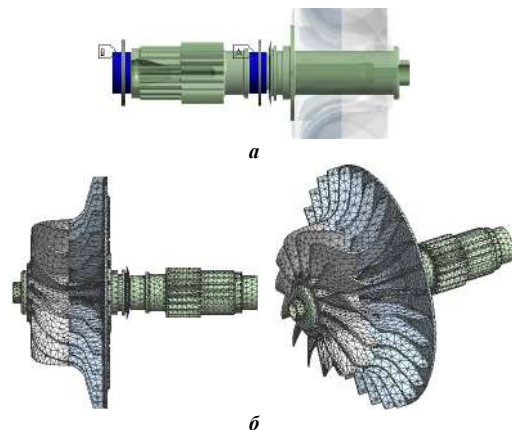


Рисунок 17 – Модель нагнітача повітря роторної системи з консольно розташованим робочим колесом (номінальний варіант): а – закріплення; б – скінченно-елементна модель; А, В – підшипникові опори

Ці діапазони варіювання p_1 та p_2 покривають інтервали зміни c_1 та c_2 , які досягаються, наприклад, застосуванням проміжних пружних кілець [16], що присутні у підшипникових опорах задля зниження їхньої жорсткості.

Як контрольовані вивчаються параметри

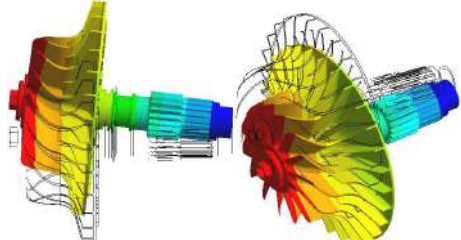
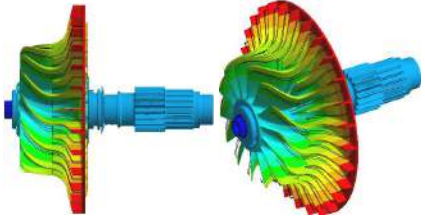
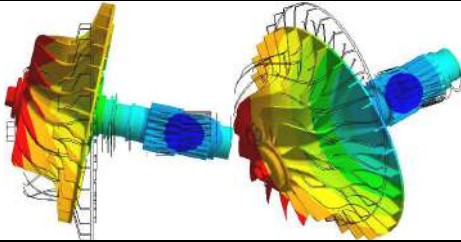
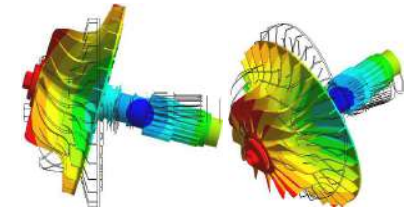
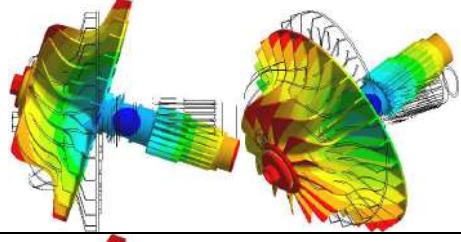
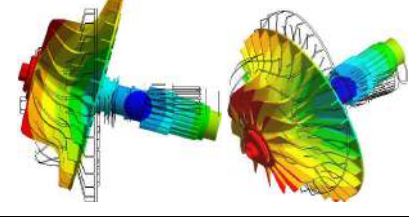
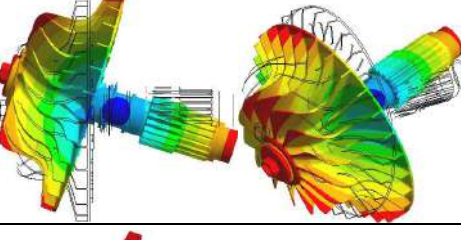
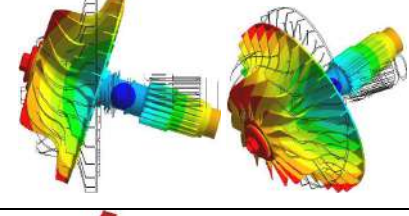
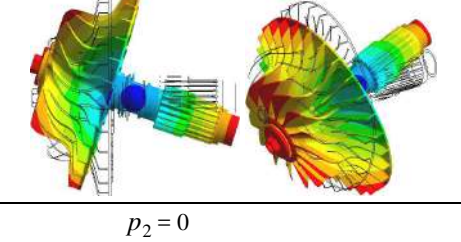
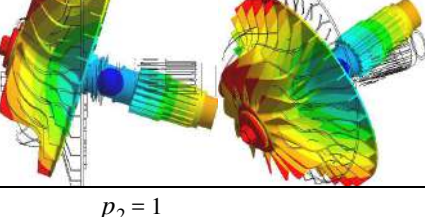
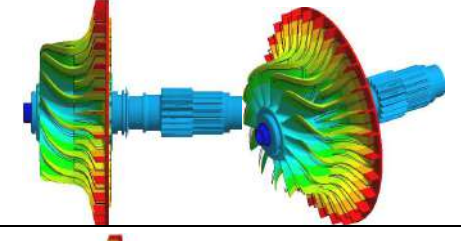
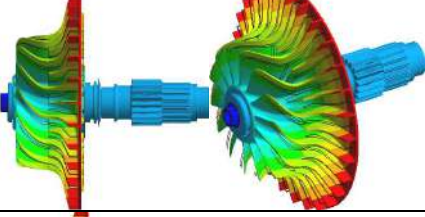
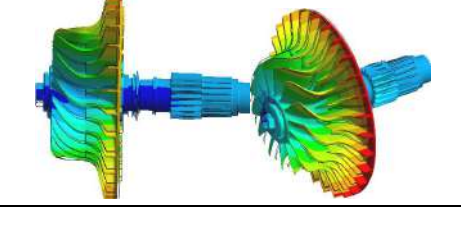
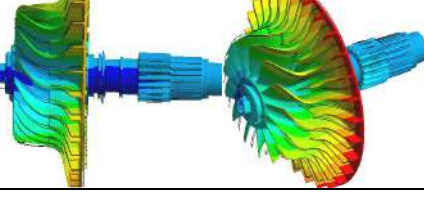
$$q_1 = (\omega_1/\omega_1^0); q_2 = (\omega_2/\omega_2^0); q_3 = (\omega_3/\omega_3^0),$$

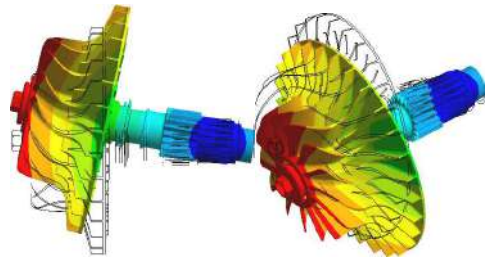
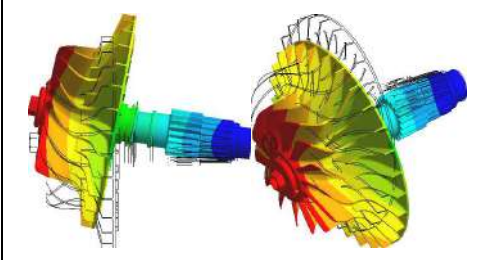
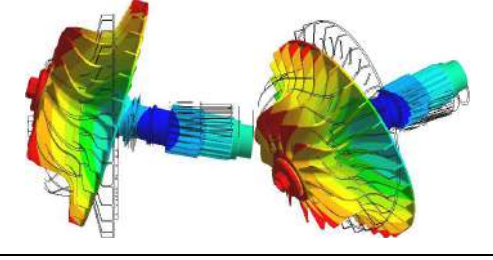
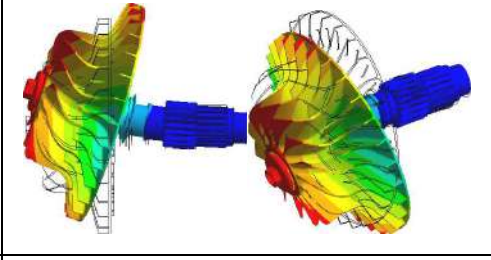
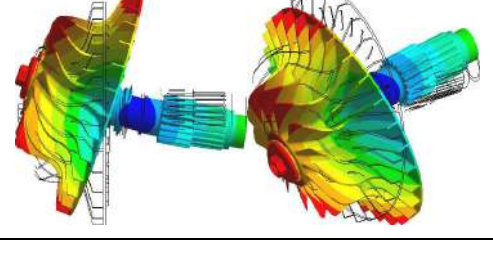
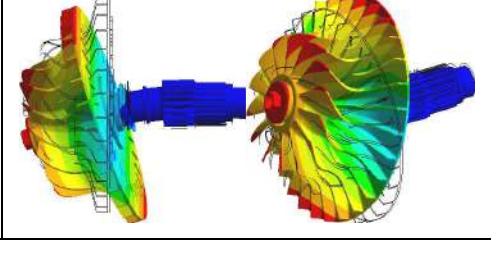
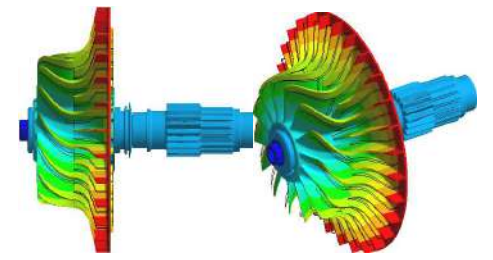
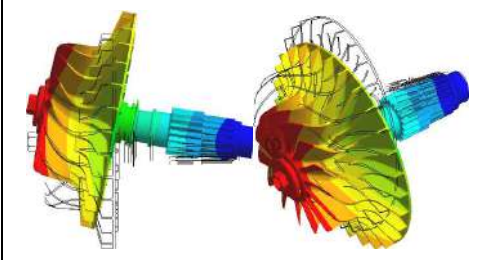
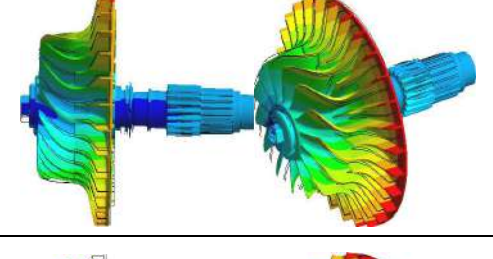
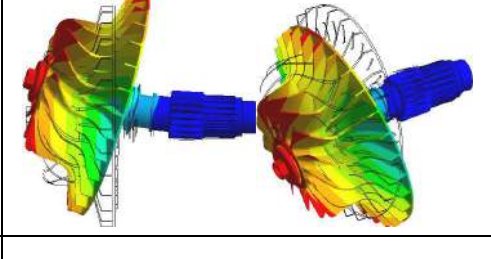
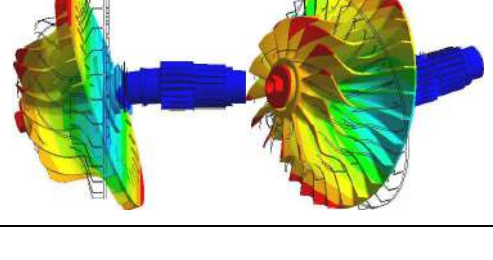
де ω_1 , ω_2 , ω_3 – перша, друга та третя власні частоти коливань.

У табл. 2–4 наведені власні згинні форми коливань, відповідні характерним значенням p_1 та p_2 , а на рис. 18–20 – залежності ω_1 , ω_2 , ω_3 , q_1 , q_2 , q_3 від p_1 та p_2 (плато відповідають вищим значенням, ніж власні лопаткові частоти коливань).

Із наведених залежностей випливає, що варіювання p_1 , p_2 чинить суттєвий вплив і на характер власних форм, і на рівень власних частот коливань досліджуваної роторної системи. Відповідно, шляхом варіювання жорсткостей опор можна відлаштовуватися від небезпечних режимів роботи.

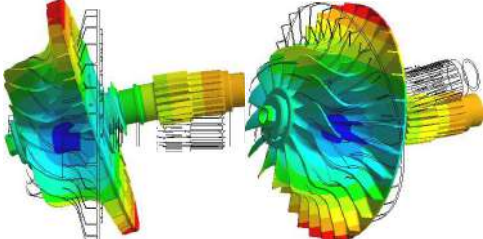
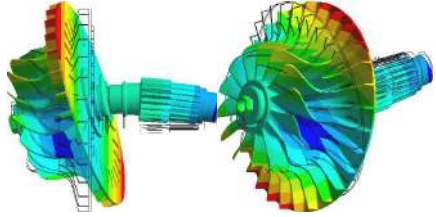
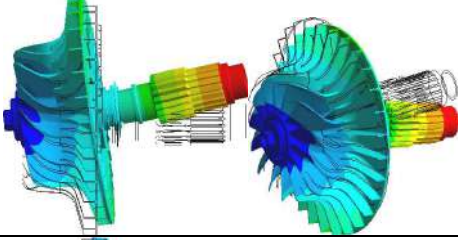
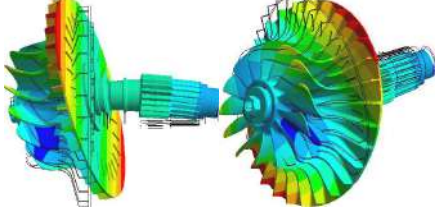
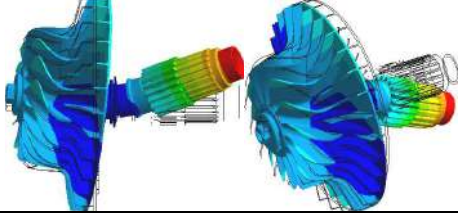
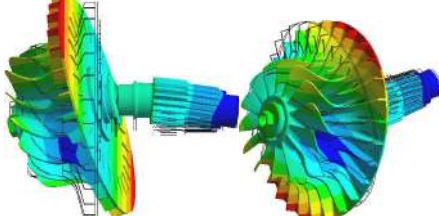
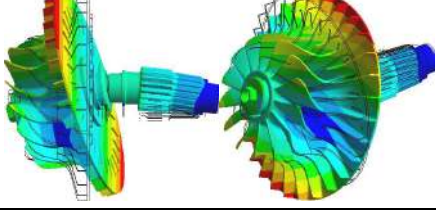
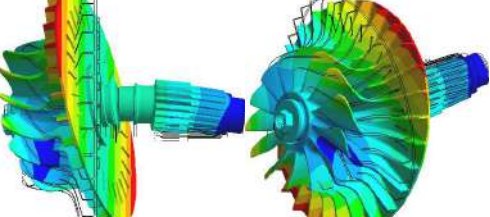
Таблиця 2 – Власні форми коливань, що відповідають власним частотам згинних коливань, за різних p_1 та p_2 (1-а власна частота коливань)

p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань	p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань
$p_2 = -2$			$p_2 = -1$		
-2	52,6555		-2	60,203	
-1	111,655		-1	115,695	
0	135,53		0	223,875	
1	137,455		1	251,135	
2	137,36		2	253,79	
$p_2 = 0$			$p_2 = 1$		
-2	61,602		-2	61,753	
-1	116,48		-1	118,35	

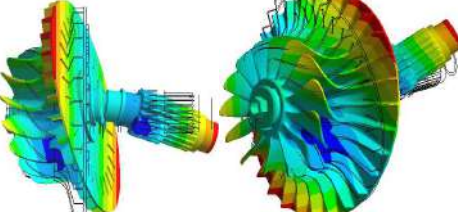
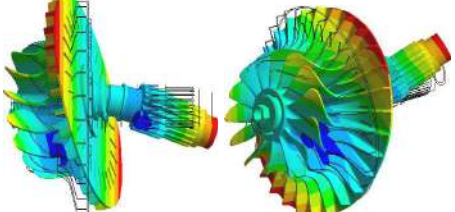
p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань	p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань
$p_2 = 0$			$p_2 = 1$		
0	305,175		0	317,055	
1	527,105		1	659,195	
2	572,035		2	776,85	
$p_2 = 2$					
-2	61,768		0	318,255	
-1	118,355		1	676,33	
2	808,135				

Таблиця 3 – Власні форми коливань, що відповідають власним частотам згинних коливань, за різних p_1 та p_2 (2-а власна частота коливань)

p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань	p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань
$p_2 = -2$			$p_2 = -1$		
-2	2159,36		-2	344,33	
-1	187,495		-1	358,775	
0	466,4		0	533,875	
1	1224,15		1	1265,15	
2	1662,15		2	1708,25	
$p_2 = 0$			$p_2 = 1$		
-2	909,015		-2	1405,45	
-1	916,77		-1	1412,7	

p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань	p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань
$p_2 = 0$			$p_2 = 1$		
0	997,675		0	1485,6	
1	1618,55		1	2139,45	
2	2144,45				
$p_2 = 2$					
-2	1480		-1	1487	
1	2193,2				

Таблиця 4 – Власні форми коливань, що відповідають власним частотам згинних коливань, за різних p_1 та p_2 (3-я власна частота коливань)

p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань	p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань
$p_2 = -2$			$p_2 = -1$		
-2	2167,1		-2	2190,7	

p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань	p_1	Власна частота, Гц	Форма коливань
$p_2 = -2$			$p_2 = -1$		
-1	2169,4		-1	2192,9	
0	2193		0	2215,5	
1	2482,55		1	2492,65	
2	3662,6		2	3661,95	
$p_2 = 0$					
-2	2447,7		0	2460,6	
-1	2448,85		1	2621,85	

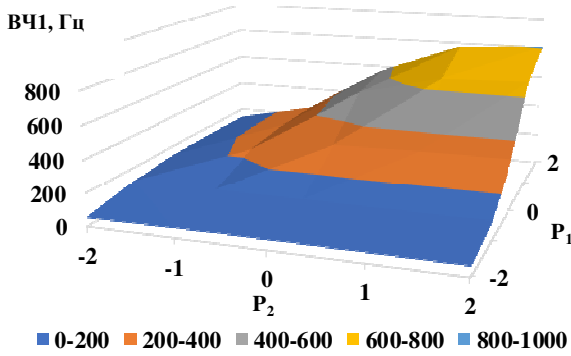


Рисунок 18 – Залежність 1-ї власної частоти коливань, Гц, від параметрів p_1 та p_2

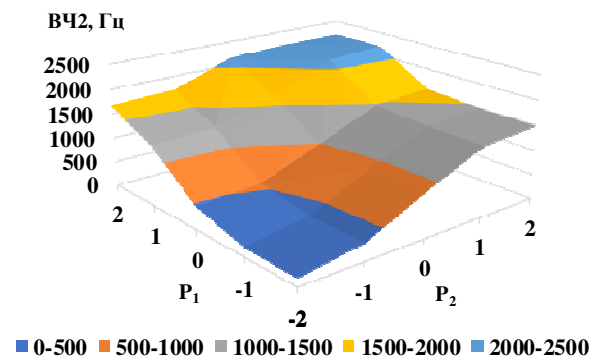


Рисунок 19 – Залежність 2-ї власної частоти коливань, Гц, від параметрів p_1 та p_2

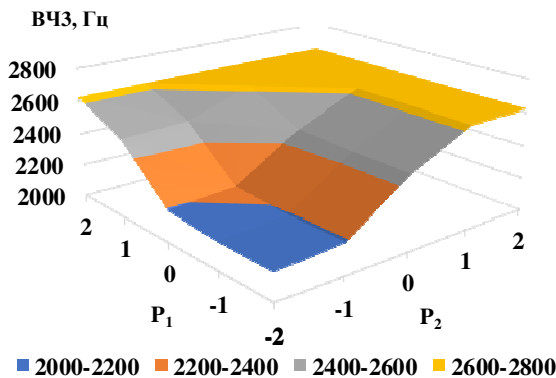


Рисунок 20 – Залежність 3-ї власної частоти коливань, Гц, від параметрів p_1 та p_2

Аналіз впливу кутової швидкості обертання та густини матеріалу робочого колеса на його напружено-деформований стан. Відцентрові сили чинять суттєвий вплив на напружено-деформований стан робочого колеса. Відповідно, важливо

визначити вплив густини ρ та кутової швидкості обертання $\omega = 2\pi n/60$, де n – частота обертання, об./хв., на НДС диска I із лопатями (див рис. 16, 17). Номінальні значення: густина $\rho_0 = 2,77 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, частота обертання $n_0 = \frac{60\omega_0}{2\pi} = 20000$ об./хв.

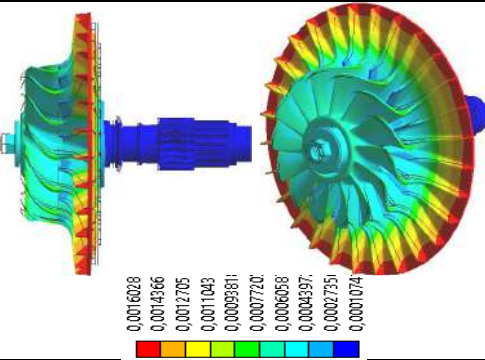
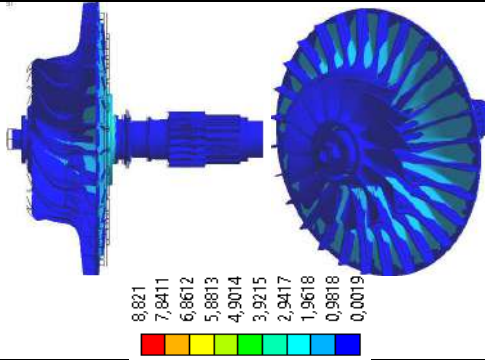
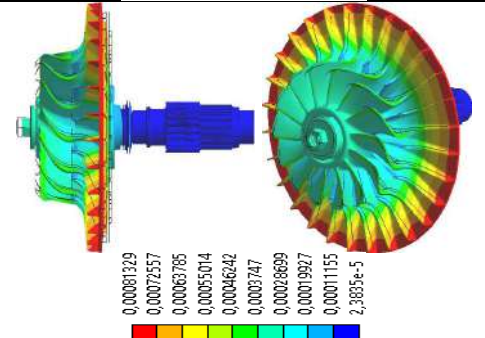
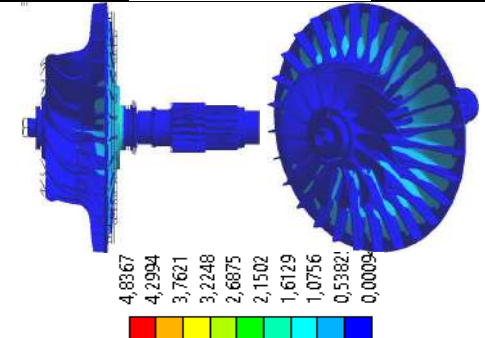
Варіюються: $\alpha_1 = \rho_0/\rho = \{0,5; 0,75; 1,0; 1,5; 2,0\}$; $\alpha_2 = \omega_0/\omega = n_0/n = \{0,5; 0,75; 1,0; 1,5; 2,0\}$; контролюються $\gamma_1 = \sigma/\sigma_0$; $\gamma_2 = w/w_0$, де $\sigma(\alpha_1, \alpha_2)$ – рівень еквівалентних напружень за Мізесом (МПа), $\sigma_0 = \sigma(1;1)$; $w(\alpha_1, \alpha_2)$ – рівень повних переміщень, м, $w_0 = w(1;1)$.

У табл. 5 наведені характерні розподіли $\sigma(\alpha_1, \alpha_2)$ та $w(\alpha_1, \alpha_2)$, а на рис. 21, 22 – залежності рівнів $\gamma_1(\alpha_1, \alpha_2)$ та $\gamma_2(\alpha_1, \alpha_2)$.

Таблиця 5 – Розподіли характеристик напружено-деформованого стану (σ , w) для різних значень параметрів α_1, α_2

α_1	α_2	Повні переміщення, мм	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа
0.5	0.5	<p>0,0509 0,045735 0,040571 0,035406 0,030242 0,025077 0,019913 0,014748 0,0095834 0,0044188</p>	<p>268,68 238,83 208,98 179,13 149,28 119,43 89,581 59,732 29,882 0,03335</p>
1	0,5	<p>0,025625 0,022973 0,02032 0,017667 0,015014 0,012361 0,0097085 0,0070557 0,0044029 0,0017501</p>	<p>141,14 125,46 109,78 94,101 78,423 62,745 47,066 31,388 15,71 0,0317</p>

α_1	α_2	Повні переміщення, мм	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа
2	0,5	<p>0,013013 0,01161 0,010206 0,0088023 0,0079986 0,005995 0,0045913 0,0031877 0,0017841 0,0008804</p>	<p>77,387 68,79 60,193 51,596 42,999 34,403 25,806 17,209 8,612 0,01514</p>
0,5	1	<p>0,01272 0,01143 0,01014 0,00885 0,00756 0,00627 0,00498 0,00369 0,00240 0,00111</p>	<p>67,169 59,707 52,244 44,782 37,32 29,857 22,395 14,933 7,4706 0,0083</p>
1	1	<p>0,0064081 0,0057444 0,0050807 0,004417 0,0037533 0,0030896 0,0024259 0,0017622 0,0010984 0,0004347</p>	<p>35,284 31,364 27,445 23,525 19,606 15,686 11,767 7,847 3,9275 0,0079</p>
2	1	<p>0,003254 0,0029029 0,0025518 0,0022007 0,0018495 0,0014984 0,0011473 0,00079616 0,00044504 9,3915e-5</p>	<p>19,347 17,198 15,048 12,899 10,75 8,6007 6,4514 4,3022 2,153 0,0037</p>
0,5	2	<p>0,003182 0,002859 0,002536 0,002213 0,00189 0,001567 0,001244 0,000921 0,000598 0,000275</p>	<p>16,792 14,927 13,061 11,196 9,3299 7,4644 5,5988 3,7332 1,8677 0,0020</p>

α_1	α_2	Повні переміщення, мм	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа
1	2		
2	2		

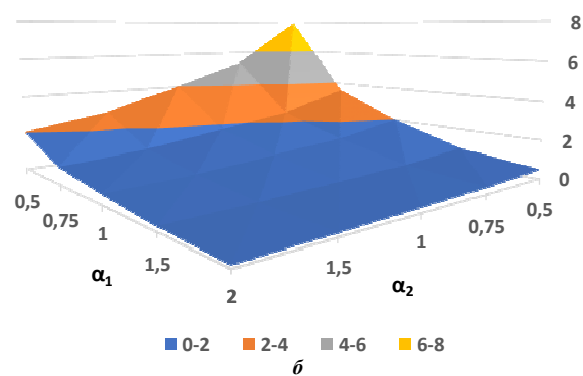
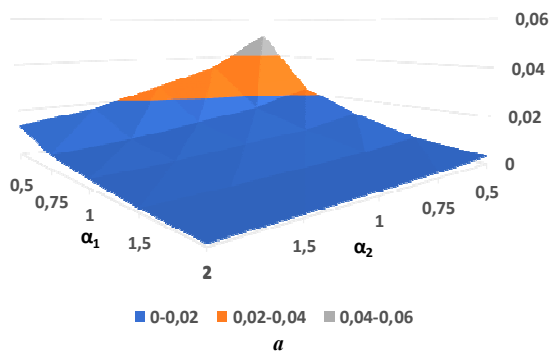


Рисунок 21 – Залежність максимумів повних переміщень w , мм, у крильчатці (а) та його відносної величини γ_2 (б) від параметрів α_1 та α_2

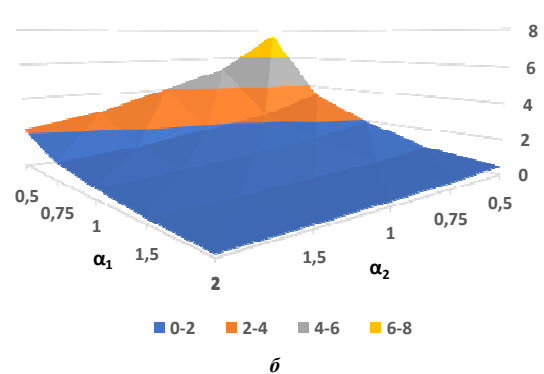
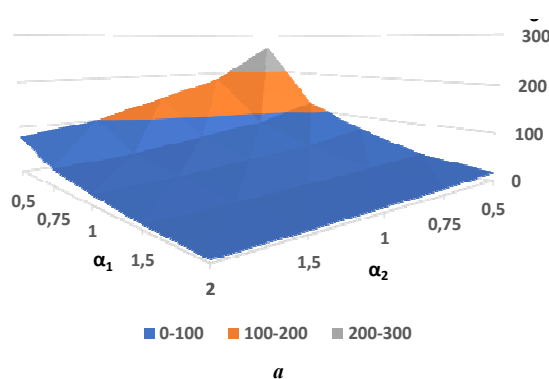


Рисунок 22 – Залежність максимумів еквівалентних напружень за Мізесом $\sigma_{\text{екв}}$, МПа, у крильчатці та його відносної величини γ_1 від параметрів α_1 та α_2

Як і очікувалося, характери розподілів σ та w практично не змінюються за різних α_1, α_2 . Разом із тим, рівні напружень та пружних переміщень сильно

залежать від α_1, α_2 . Так, густина ρ впливає на σ та ω практично за лінійною прямо-пропорційною залежністю, а кутова швидкість обертання ω – за квадратичною залежністю.

Отже, більш чутливими характеристики НДС є до варіювання кутової швидкості обертання ω . Тому першочерговий вплив на міцність та жорсткість можна здійснювати саме варіюванням ω . Що ж стосується характеру НДС, то він такий, що початково плоский диск РК під дією відцентрових сил набуває зонтоподібного вигляду (див. табл. 5). Це змінює зазор між лопатками та статорною частиною нагнітача повітря порівняно із номінальним станом. Напруження за Мізесом при цьому концентруються у зоні переходу між лопатками та диском робочого колеса.

Аналіз критичних швидкостей обертання роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса. Власні частоти коливань дають тільки початкове уявлення про КШО роторної

системи. Для більш повної картини потрібно враховувати вплив кутової швидкості обертання на власні частоти. Це дає можливість здійснити побудована модель, розроблені методи та запропонований підхід. Так, для роторної системи із номінальними параметрами жорсткості опор $c_1 = c_2 = 1,96 \cdot 10^7$ Н/м визначені КШО.

На рис. 23, 24 наведені відповідні критичні швидкості обертання, діаграма Кемпбелла та згинні форми втрати стійкості за прямої та оберненої прецесії вала із РК. Видно, що ці форми відповідають першій та другій кратним згинним формам коливань, а КШО прямої та оберненої прецесії цими власними частотами коливань перемежуються.

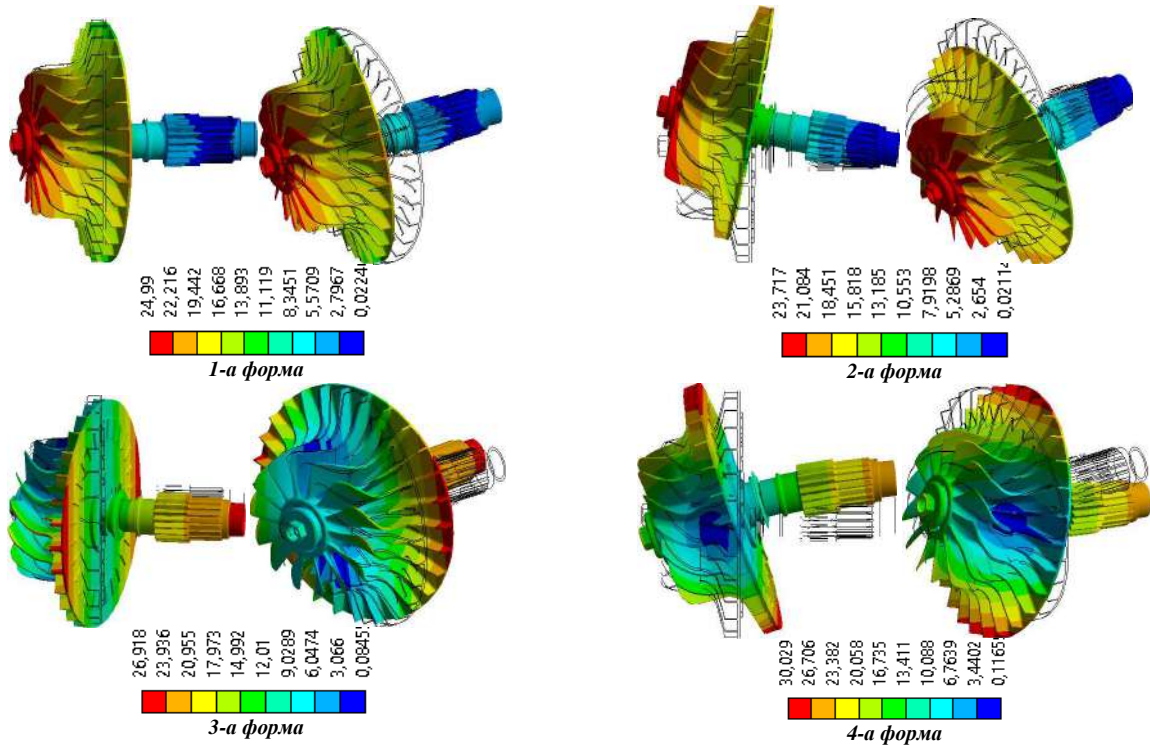


Рисунок 23 – Згинні форми втрати стійкості

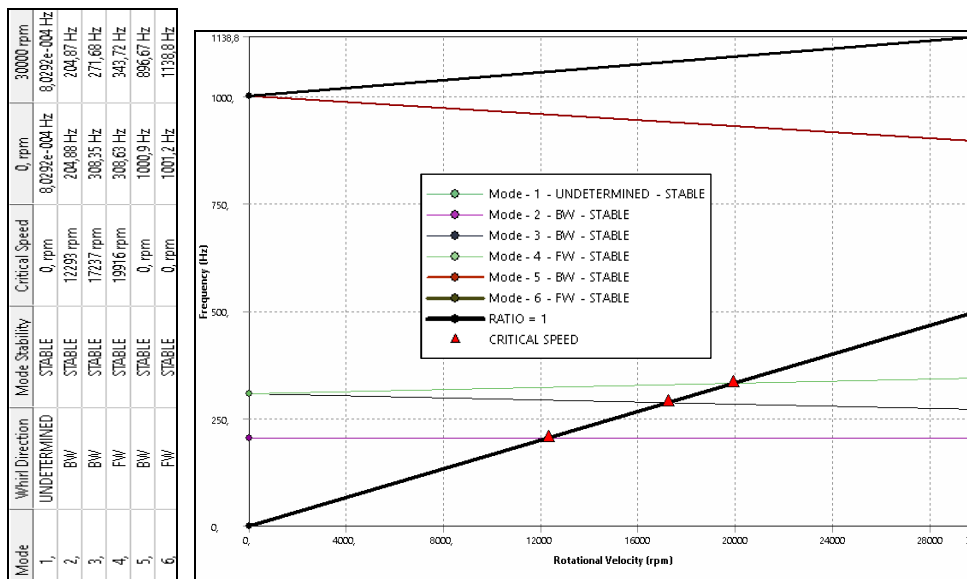


Рисунок 24 – Діаграма Кімбелла

Висновки. Здійснені дослідження дають підстави для таких висновків.

1. Побудована параметрична модель роторної системи є комплексною, тобто дає можливість, по-перше, варіювати об'єкт досліджень шляхом варіювання проектних параметрів та експлуатаційних навантажень, а по-друге, – на спільній базі аналізувати і напружено-деформований стан, і критичні швидкості обертання роторної системи. Це дає переваги при здійсненні їх проектних досліджень.

2. Характер пружних переміщень робочого колеса спотворює початково рівномірний зазор між роторною та статорною частинами нагнітачів повітря. Таким чином, критерії жорсткості варто враховувати при визначенні працездатності того чи іншого варіанту РК.

3. Напружений стан характеризується різким сплеском напружень у зонах з'єднання лопатей із диском робочого колеса. Враховуючи високі показники пластичності матеріалу АК4-1, можна вважати, що для руйнування РК необхідні частоти обертання, які значно перевищують їх робочий діапазон.

4. На рівень характеристик міцності та жорсткості при дії відцентрових сил менший вплив чинить густина матеріалу робочого колеса, а більший – частота обертання роторної частини.

5. На критичні швидкості обертання чинять сильний вплив жорсткісні характеристики пружних опор. За рахунок їх варіювання можна відлаштуватися від небезпечних режимів роботи нагнітача повітря. Тобто, можливо знизити першу та другу критичні швидкості нижче нижньої межі робочого діапазону, і тоді нагнітач буде працювати у сприятливому зарезонансному режимі.

Здійснені розробки та дослідження засвідчили працездатність побудованих комплексних моделей аналізу напружено-деформованого стану та КШО роторних частин нагнітачів повітря із консольним розташуванням робочого колеса. Крім того, із їх залученням можливе розв'язання задач обґрунтування параметрів роторних частин цих нагнітачів за критеріями жорсткості, міцності та стійкості руху.

Список літератури

- Чепурний М. М., Резидент Н. В. *Нагнітачі та теплові двигуни : навчальний посібник*. Вінниця : ВНТУ, 2012. 99 с.
- Черкаський В. М. *Насоси, вентилятори, компресори*. М. : Энергоатомиздат, 1984. 416 с.
- Свтушенко А.О. *Гідродинамічні машини і передачі: Навч. посібник для студ. вищих навч. закл.* Суми : Видавництво СумДУ, 2005. 256с.
- Мандрус В. І. *Гідралічні та аеродинамічні машини*. Львів : Магнолія, 2006–2007. 328 с.
- Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин* / За ред. проф. А. П. Марченка та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків, Прапор, 2004. 384 с.
- Рязанцев М. К. *Конструкція форсованих двигунів наземних транспортних машин: Навч. посібник*. К.: ІСДО, 1993. Ч. 1. 252 с.
- Рязанцев М. К. *Конструкція форсованих двигунів наземних транспортних машин: Навч. посібник*. Харків: ХДПУ, 1996. Ч. 2. 388 с.
- Рассел А. *Танки современных армий*. М.: ЭКСМО-Пресс, 2000. 160 с.
- Автомобильный справочник Bosch: Пер. с англ. Первое русское издание*. М.: За рулем, 2000. 896 с.
- Tkachuk M. M., Grabovskiy A., Tkachuk M. A., Zarubina A., Lipeyko A. Analysis of elastic supports and rotor flexibility for dynamics of a cantilever impeller. Published under licence by IOP Publishing Ltd. *Journal of Physics: Conference Series, XVI International Scientific and Engineering Conference Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery - HERVICON+PUMPS-2020, 8-11 September 2020, Sumy, Ukraine. 2021, Vol. 1741*,
- Ткачук М. А., Грабовський А. В., Ткачук М. М., Прокопенко М. В., Шуть О. Ю., Ліпейко А. І., Литвин Б. Я., Овчаров Є. М., Мосніцька Д. В. Чутливість міцнісних, жорсткісних та динамічних характеристик консольного ротора до варіювання проектних параметрів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2021. № 1. С. 104 – 113.
- Reddy, Mutra Rajasekhara, J. Srinivas. Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering* 144 (2016): 825–832.
- Han, Qinkai, 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, 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, Sergei Glavatskiy. Nonlinear dynamic behaviour of vertical and horizontal rotors in compliant liner tilting pad journal bearings: Some design considerations. *Tribology International*. 82 (2015): 142–152.
- Кельзон А. С, Журавлев Ю. Н., Январев Н. В. *Расчет и конструирование роторных машин*. Л., Машиностроение (Ленинград, отд-ние), 1977. 288 с.
- Marchenko A., Grabovskiy A., Tkachuk M., Shut O., Tkachuk M. (2021) Detuning of a Supercharger Rotor from Critical Rotational Velocities. In: Ivanov V., Pavlenko I., Liaposhchenko O., Machado J., Edl M. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. DSMIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_14
- 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.
- Azraai, M. R., G. Priyandoko, A. R. Yusoff, 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.
- 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.
- Ran, Shaolin, Yefa Hu, Huachun Wu, Xin Cheng. Resonance Vibration Control for AMB Flexible Rotor System Based on μ -Synthesis Controller. *Mathematical Problems in Engineering* 2018 (2018).
- Zhao, Yipeng, Lidong He, Jianjiang Yang, Fangteng Wan, Jinji Gao. Vibration Control of an Unbalanced Single-Side Cantilevered Rotor System with a Novel Integral Squeeze Film Bearing Damper. *Applied Sciences* 9, no. 20 (2019): 4371.
- Deng, Huaxia, YifanDiao, Jin Zhang, Peng Zhang, Mengchao Ma, Xiang Zhong, and Liandong Yu. Three-dimensional identification for unbalanced mass of rotor systems in operation. *Applied Sciences* 8, no. 2 (2018): 173.
- Xu, Xiangbo, Shao Chen. Field balancing and harmonic vibration suppression in rigid AMB-rotor systems with rotor imbalances and sensor runout. *Sensors* 15, no. 9 (2015): 21876–21897.
- Zhang, Ao, Yan Bai, Bo Yang, He Li. Analysis of nonlinear vibration in permanent magnet synchronous motors under unbalanced magnetic pull. *Applied Sciences* 8, no. 1 (2018): 113.
- Ткачук Н.А., Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной, Е.А. Орлов, Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного

описания. *Механіка та машинобудування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2006. № 1. С. 57–79.

References (transliterated)

- Chepurnyi M. M., Rezydent N. V. *Nahnitachi ta teplovi dvyhuny : navchalnyi posibnyk*. Vinnytsia : VNTU, 2012. 99 p.
- Cherkasskiy V. M. Nasosyi, ventilyatoryi, kompressoryi. M. : Enerhoatomyzdat, 1984. 416 p.
- Ievtushenko A.O. *Hidrodinamichni mashyny i peredachi: Navch. posibnyk dlia stud. vyshchykh navch. zakl.* Sumy : Vydavnytstvo SumDU, 2005. 256 p.
- Mandrus V. I. *Hidravlichni ta aerodynamichni mashyny*. Lviv : Mahnoliia, 2006–2007. 328 p.
- Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: Serii pidruchnykiv u 6 tomakh. T. 1. Rozrobka konstruktsii forsovanykh dvyhuniv nazemnykh transportnykh mashyn / Za red. prof. A. P. Marchenka ta zasl. diiacha nauky Ukrainy prof. A. F. Shekhovtsova*. Kharkiv, Prapor, 2004. 384 p.
- Riazantsev M. K. *Konstruktisia forsovanykh dvyhuniv nazemnykh transportnykh mashyn: Navch. posibnyk*. K.: ISDO, 1993. Ch. 1. 252 p.
- Riazantsev M. K. *Konstruktisia forsovanykh dvyhuniv nazemnykh transportnykh mashyn: Navch. posibnyk*. Kharkiv: KhDPU, 1996. Ch. 2. 388 p.
- Rassel A. *Tanki sovremennykh armij*. M.: E`KSMO-Press, 2000. 160 p.
- Avtomobil'nyj spravochnik Bosch*: Per. s angl. Pervoe russkoe izdanie. M.: Za rulem, 2000. 896 p.
- Tkachuk M. M., Grabovskiy A., Tkachuk M. A., Zarubina A., Lipeyko A. Analysis of elastic supports and rotor flexibility for dynamics of a cantilever impeller. Published under licence by IOP Publishing Ltd. *Journal of Physics: Conference Series, XVI International Scientific and Engineering Conference Hermetic Sealing, Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery - HERVICON+PUMPS-2020, 8-11 September 2020, Sumy, Ukraine. 2021, Vol. 1741*,
- Tkachuk M. A., Hrabovskiy A. V., Tkachuk M. M., Prokopenko M. V., Shut O. Yu., Lipeiko A. I., Lytvyn B. Ya., Ovcharov Ye. M., Mosnitska D. V. Chutlyvist mitsnisnykh, zhorstkisnykh ta dynamichnykh kharakterystyk konsolnoho rotora do variuvannia proektnykh parametriv. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*. 2021, no. 1, pp. 104–113.
- Reddy, Mutra Rajasekhara, J. Srinivas. Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering* 144 (2016): 825–832.
- Han, Qinkai, 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, 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, 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.
- Kel'zon A. S., Zhuravlev Yu. N., Yanvarev N. V. *Raschet i konstruirovaniye rotornykh mashin*. L., Mashinostroenie (Leningrad, otd-nie), 1977. 288 p.
- Marchenko A., Grabovskiy A., Tkachuk M., Shut O., Tkachuk M. (2021) Detuning of a Supercharger Rotor from Critical Rotational Velocities. In: Ivanov V., Pavlenko I., Liaposhchenko O., Machado J., Edl M. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. DSMIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_14
- 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.
- Azraai, M. R., G. Priyandoko, A. R. Yusoff, 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.
- 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.
- Ran, Shaolin, Yefa Hu, Huachun Wu, Xin Cheng. Resonance Vibration Control for AMB Flexible Rotor System Based on μ -Synthesis Controller. *Mathematical Problems in Engineering* 2018 (2018).
- Zhang, Yipeng, Lidong He, Jianjiang Yang, Fangteng Wan, Jinji Gao. Vibration Control of an Unbalanced Single-Side Cantilevered Rotor System with a Novel Integral Squeeze Film Bearing Damper. *Applied Sciences* 9, no. 20 (2019): 4371.
- Deng, Huaxia, YifanDiao, Jin Zhang, Peng Zhang, Mengchao Ma, Xiang Zhong, and Liandong Yu. Three-dimensional identification for unbalanced mass of rotor systems in operation. *Applied Sciences* 8, no. 2 (2018): 173.
- Xu, Xiangbo, Shao Chen. Field balancing and harmonic vibration suppression in rigid AMB-rotor systems with rotor imbalances and sensor runout. *Sensors* 15, no. 9 (2015): 21876–21897.
- Zhang, Ao, Yan Bai, Bo Yang, He Li. Analysis of nonlinear vibration in permanent magnet synchronous motors under unbalanced magnetic pull. *Applied Sciences* 8, no. 1 (2018): 113.
- Tkachuk N.A., G.D. Griczenko, A.D. Chepurnoj, E.A. Orlov, Tkachuk N.N. Konechno-e`lementny`e modeli e`lementov slozhny`kh mekhanicheskikh sistem: tekhnologiya avtomatizirovannoj generaczii i parametrizovannogo opisaniya. *Mekhani`ka ta mashinobuduvannya*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2006, no. 1, pp. 57–79.

Надійшло (received) 05.02.2022

Відомості про авторів /Сведения об авторах /About the Authors

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

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат 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.

Шуть Олександр Юрійович (Шуть Александр Юрьевич, Shut Oleksandr) – 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

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

Овчаров Егор Миколайович (Овчаров Егор Николаевич, Ovcharov Egor) – головний конструктор КБ двигунобудування, ДП «Завод ім. В.О. Малишева»; м. Харків, Україна; м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola A.) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач 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

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

Третьяк Владислав Володимирович (Третьяк Владислав Владимирович, Tretyak Vladeslav) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент гр. МІТ-219м, м. Харків, Україна; e-mail: vladeslav2205@gmail.com

Клочков Ілля Євгенович (Клочков Илья Евгеньевич, Klochkov Illia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», молодший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-01; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4923-2833>; e-mail: s008@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org

Куценко Сергій Володимирович (Куценко Сергей Владимирович, Kutsenko Serhii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна, e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org

Пінчук Наталія Володимирівна (Пинчук Наталья Владимировна, Pinchuk Natalia) – кандидат фізико-математичних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», молодший науковий співробітник кафедри «Матеріалознавство», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0954-2266>; e-mail: spiritnata@gmail.com