

Національний аерокосмічний університет
ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Відкрита науково-практична студентська конференція
факультету авіаційних двигунів (ФАД)

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ
ДВИГУНОБУДУВАННЯ,
ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ МЕХАНІКИ**



15-16 травня 2025 року

ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

Харків «ХАІ» 2025



УДК [621.4+621.1+621.865.8] (063)

Відкрита науково-практична студентська конференція факультету авіаційних двигунів (ФАД) «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки» [Електронний ресурс] : тези доповідей, 15-16 травня 2025 р. – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», 2025. – 150 с.

Представлено матеріали доповідей науково-практичної конференції «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки». Освітлено проблеми теорії і робочих процесів, конструкції та міцності, систем управління і діагностики двигунів та енергоустановок; технології виробництва двигунів. В збірнику представлено також актуальні питання теплоенергетики та енергозбереження, промислової робототехніки та логістичних систем у виробництві.

Для спеціалістів науково-дослідних і промислових організацій, викладачів, аспірантів і студентів.



Організатори конференції:



Юрій ШИРОКИЙ
Голова оргкомітету
Декан Факультету авіа-
ційних двигунів,
к.т.н., доцент



Олександр БІЛОГУБ
Заступник декана Фа-
культету авіаційних
двигунів
з науки,
д.т.н., професор



Олег КІСЛОВ
Завідувач кафедри тео-
рії авіаційних двигунів
(201),
к.т.н., професор



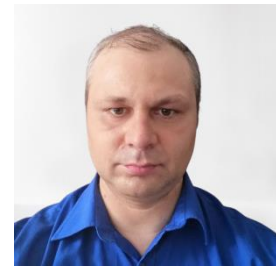
Олег БАРАНОВ
Завідувач кафедри тео-
ретичної механіки, ма-
шинознавства та робо-
томеханічних систем
(202),
д.т.н., професор



Сергій ЄПІФАНОВ
Завідувач кафедри конструкції
авіаційних двигунів (203),
д.т.н., професор



Сергій НИЖНИК
Завідувач кафедри технологій
виробництва авіаційних двигу-
нів (204),
к.т.н.



Костянтин ЄПІФАНОВ
В.о. завідувача кафедри аерокос-
мічної теплотехніки (205),
к.т.н., доцент

Робоча група:



Євген МАРЦЕНЮК
Секретар/організатор/ коорди-
натор



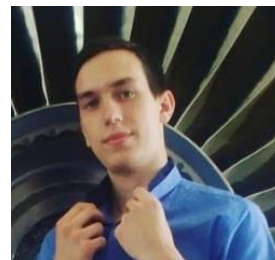
Ганна МАРТАКОВА
Головний редактор



Олександр БІЛОГУБ



Олексій БОНДАРЕНКО



Сергій СВІЖЕНЦЕВ
Розробник сайту конференції

© Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
"Харківський авіаційний інститут", 2025 р.



ЗМІСТ

Загальні питання двигунобудування та механіки

РЕГУЛЮВАННЯ РАДІАЛЬНИХ ЗАЗОРІВ У ТУРБІНАХ ТА КОМПРЕСОРАХ <i>Р. В. Богатко</i>	10
ПРОБЛЕМИ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВОКОНТУРНОГО ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА НА ДРОСЕЛЬНИХ РЕЖИМАХ ПОЛЬОТУ <i>А. І. Малов</i>	12
ПІДВИЩЕННЯ ШВИДКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПІДШИПНИКІВ ШЛЯХОМ ЗАМІНИ ТІЛ КОЧЕННЯ НА КЕРАМІЧНІ <i>А. О. Рак, О. М. Гнисько</i>	13
ОСОБЛИВОСТІ СИЛОВИХ УСТАНОВОК ДЛЯ БЕЗПЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ <i>Є. В. Торохтій</i>	15
ВПЛИВ СИЛ КОРІОЛІСА НА УМОВИ ШТУЧНОЇ ГРАВІТАЦІЇ В ОБЕРТОВИХ КОСМІЧНИХ СТАНЦІЯХ <i>О. Ю. Кладова, Б. С. Уколов</i>	17
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ З КЕРАМІЧНИМИ ТІЛАМИ КОЧЕННЯ ЗА РАХУНОК РАЦІОНАЛЬНОГО ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ <i>М. В. Кібіреєв, О. М. Гнисько</i>	20
КОНВЕРТУВАННЯ ДВОКОНТУРНОГО ДВИГУНА В НАЗЕМНУ ГАЗОТУРБІННУ УСТАНОВКУ <i>О. І. Крючков, О. Д. Дегтярьов, К. В. Фесенко, В. А. Даценко</i>	22

Теорія і робочі процеси двигунів та енергоустановок

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА НАТІКАННЯ НА СТРУКТУРУ ТЕЧІЇ В РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА <i>Л. Г. Бойко, К. В. Рябчук, К. В. Фесенко</i>	25
ДОСЛІДЖЕННЯ РАДІАЛЬНОГО ЗАЗОРУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА <i>С. А. Бойко, Л. Г. Бойко, К. В. Фесенко</i>	28
ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВОВАЛЬНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА <i>С. А. Бойко, О. В. Кіслов</i>	32



ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСЗВУКОВОЇ ТЕЧІЇ У КОМПРЕСОРНІЙ РЕШІТЦІ
ПРОФІЛІВ

С. А. Бойко, Н. В. Піжанкова, К. В. Рябчук 35

ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЦІ ОБЛАСТІ СТІЙКОЇ РОБОТИ
БАГАТОСТУПЕНЕВОГО ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА ЗА ДОПОМОГОЮ
НАПІВЕМПЕРІЧНОГО КРИТЕРІЯ

С. А. Бойко, Н. В. Піжанкова, К. В. Рябчук 39

ФОРСУВАННЯ ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГУНА ГЕЛІКОПТЕРА
УПОРСКУВАННЯМ ВОДИ У КАМЕРУ ЗГОРЯННЯ

Є. Р. Галетинко, О. Д. Дегтярьов, К. В. Фесенко, М. В. Кононенко 41

АНАЛІЗ ЧУТЛИВОСТІ ПИТОМОЇ РОБОТИ КОМПРЕСОРА ДО ВПЛИВУ
ТЕМПЕРАТУРИ ПОВІТРЯ

К. В. Рябчук, О. В. Кіслов, М. В. Кононенко 45

АВІАЦІЙНІ ДВИГУНИ ЗМІННОГО ЦИКЛУ РОБОТИ

А. Р. Шелена 48

DETONATION PROCESS MODELING

D. M. Chyzh, M. V. Ambrozhevich, K. S. Epifanov 49

Конструкція і міцність

ПОБУДОВА CFD МОДЕЛІ ТЕРМОПАРИ ГТД

Я. С. Веклич 55

РОЗРОБКА ДОСЛІДНОГО ЗРАЗКА ВАКУУМНО-ДУГОВОГО ДВИГУНА
ДЛЯ СУПУТНИКІВ ТИПУ CUBESAT

А. О. Бреус, С. Т. Головкин 57

ВАРІАТОРИ НА ОСНОВІ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ
ДЛЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО ГЕНЕРАТОРА

В.М. Доценко, Ю.В. Ковеза, В.В. Усик 58

АНАЛІЗ УМОВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПЛАНЕТАРНИХ МЕХАНІЗМІВ
У ПРОЦЕСАХ НАНЕСЕННЯ ПОКРИТТІВ НА ПОВЕРХНІ

О. Ю. Кладова, М. П. Ковальов, А. С. Мирошниченко 60

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КОЛІСНО-КРОКУЮЧОГО РУШІЯ
ПЕРСПЕКТИВНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ
КАМ'ЯНИСТИХ ПЛАНЕТ ТА СУПУТНИКІВ

О. Ю. Кладова, А. С. Сорока 63



МОДЕЛЬ ПЕРЕДАЧІ СТАТИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ У ТЕНЗОМЕТРИЧНОМУ ПРИБОРІ ПРИ ПІДВИЩЕНИХ ТЕМПЕРАТУРАХ <i>С. С. Кригін, Ю. О. Гусєв, Ю. І. Торба</i>	66
АНАЛІЗ РОБОТИ ОДНОКАМЕРНОГО ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА АВІАЦІЙНОГО ПАЛИВНОГО НАСОСУ ПРИ РІЗНИХ ЗНАЧЕННЯХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ <i>В. І. Назін, П. Є. Горбова</i>	69
РОЗРОБКА ГІДРОСТАТИЧНОЇ ОПОРИ САТЕЛІТІВ ПОТУЖНИХ АВІАЦІЙНИХ РЕДУКТОРІВ <i>В. І. Назін, С. В. Щербина</i>	70
МІНІМІЗАЦІЯ МАСИ КОЛЕСА ТУРБИНИ ГТД ТЯГОЮ 400 Н <i>Д. С. Онацький, О. В. Білогуб</i>	72
АНАЛІЗ МІЦНОСТІ СОПЛОВОГО АПАРАТА ТУРБИНИ ГТД ТЯГОЮ 400 Н <i>Д. С. Онацький, Є. В. Марценюк, О. В. Білогуб</i>	75
ОЦІНКА ДЕФОРМАЦІЇ КРУГОВИХ ДВОЯКОВИПУКЛО-УВІГНУТИХ ЗУБЦІВ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ <i>Р. І. Трофимов, А. В. Кузнецова</i>	77
ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВИКОРИСТАННЯ ЩІТКОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ В ГТД <i>А. О. Хорошкіна</i>	80
УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА В CAD - СИСТЕМІ SOLIDWORKS <i>А. П. Перекрестов, О. О. Баранов</i>	80
РОЗРОБКА МЕХАНІЧНОГО ЗАХОПЛЮВАЛЬНОГО ПРИБОРУ ВИСОКОЇ ТОЧНОСТІ ДЛЯ ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА ЛЕГКОЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ <i>А. П. Перекрестов, Ю. В. Широкий</i>	82
САК і діагностика	
ДІАГНОСТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ЗНОСУ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ГАЗОГЕНЕРАТОРА ГТД <i>О. В. Кіслов, Д. М. Чиж, М. В. Кононенко</i>	85
ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОЗПОДІЛЬЧИХ ГІДРОАПАРАТІВ <i>Є. С. Протас, О. В. Белявський, О. В. Косенко</i>	89



ДВОФАЗНИЙ ШИРОТНО-ІМПУЛЬСНИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ АГРЕГАТУ
ПОСТІЙНОГО СТРУМУ РОЗПОДІЛЕНОЇ СИСТЕМИ
ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ

О. І. Семененко, Ю. О. Семененко, О. Д. Семененко 93

МОДЕЛЮВАННЯ ДИСТАНЦІЙНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ПРИВОДАМИ
МАНІПУЛЯТОРА

Д. Р. Степаненко, Є. С. Засід 95

АЛГОРИТМ ВІДДАЛЕНОГО МОНІТОРИНГУ СТАНУ ГТД
З ВИКОРИСТАННЯМ ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ

В. Р. Галетинко, О. Д. Дегтярьов, К. В. Фесенко 96

Теплоенергетика та енергозбереження

ВИБІР ТЕПЛОНОСІЯ ДЛЯ ДВОФАЗНИХ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ
ПОТУЖНОЇ ЕЛЕКТРОНІКИ ДАТА-ЦЕНТРІВ, ЛІТАКІВ, СУПУТНИКІВ,
ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ

В. В. Кізіленко, Г. О. Горбенко 99

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ ПРОЦЕСІВ
У КОНТУРНИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБАХ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ

І. М. Гусак 102

Технологія виробництва двигунів

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ НАПРУЖЕНЬ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ
УМОВ ОТРИМАННЯ НАНОСТРУКТУР У ПЛАЗМОВОМУ СЕРЕДОВИЩІ
НА СТАЛІ 38Х

Д. І. Безпалов, Ю. В. Широкий 104

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОТРИМАННЯ ПОКРИТТІВ
НА ВИРОБАХ І РІЗАЛЬНОМУ ІНСТРУМЕНТІ В МАШИНОБУДУВАННІ

О. В. Довженко, Ю. О. Сисоєв 105

АНАЛІЗ ВИДІВ І ПРИЧИН ЗНОСУ ПРЕС-ФОРМ

Д. М. Нагорний, І. В. Зорік 107

ПЕРСПЕКТИВНІ МАТЕРІАЛИ У ДВИГУНОБУДУВАННІ

О. Р. Носенко 108

АНАЛІЗ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОКРИТТІВ TiN, TiAlN
І CrAlN ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

А. І. Сібільов, Ю. О. Сисоєв 109

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ УМОВ ОТРИМАННЯ СУБМІКРО-
ТА НАНОСТРУКТУР ПРИ ДІЇ ЛАЗЕРНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ
НА АЛЮМІНІЄВОМУ СПЛАВІ АК4*Є. І. Фесенко, Ю. В. Широкий* 111БЕЗШАБЛОННИЙ РІСТ ТРИВИМІРНИХ НАНОСТРУКТУР ОКСИДУ МІДІ У
ТЛЮЧОМУ РОЗРЯДІ: ШЛЯХ ДО ЕФЕКТИВНИХ ЕЛЕКТРОДНИХ
МАТЕРІАЛІВ*М. А. Луценко, А. О. Бреус, О. О. Баранов* 113ГЕНЕРАЦІЯ ЧПУ-ПРОГРАМ В САД/САМ-СЕРЕДОВИЩІ
ДЛЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ*В. В. Переведенцев, О. В. Торосян* 116МОЖЛИВОСТІ ГЕНЕРУВАННЯ МАРШРУТНОГО І МАРШРУТНО-
ОПЕРАЦІЙНОГО ПЛАНУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ
З АВТОМАТИЧНИМ ФОРМУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ
ДЛЯ ДЕТАЛІ АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА ТИПА «ВАЛ-ШЕСТЕРНЯ»*В. В. Третьак, К. А. Дуб, І. В. Зорік*..... 117**Промислова робототехніка**ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ДЕНАВІТА–ХАРТЕНБЕРГА
ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПРЯМОЇ КІНЕМАТИКИ ПРОМИСЛОВОГО
МАНІПУЛЯТОРА ANNIN ROBOTICS AR3*Є. О. Баранова, О. О. Баранов* 120ВИКОРИСТАННЯ ІНДУКТИВНИХ ДАТЧИКІВ ДЛЯ НАВІГАЦІЇ РУХОМОГО
РОБОТА У НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ*А. С. Голуб, Т. О. Постельник* 122АНАЛІТИЧНЕ РОЗВ'ЯЗАННЯ ПРЯМОЇ ЗАДАЧІ КІНЕМАТИКИ
ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО П'ЯТИСТУПЕНЕВОГО ПОРТАЛЬНОГО
МАНІПУЛЯТОРА*М. П. Ковальов, О. О. Баранов* 126КОНЦЕПТУАЛЬНА МОДЕЛЬ МОБІЛЬНОГО РОБОТУ РОЗВІДУВАЛЬНОГО
ТИПУ*Е. С. Протас, Ю. О. Сисоєв*..... 128ПРЯМА КІНЕМАТИКА ПЕРСПЕКТИВНОГО ПІДЛОГОВОГО
ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА НА ОСНОВІ КЛАСИЧНОЇ
D-N ПАРАМЕТРИЗАЦІЇ*А. С. Сорока, О. О. Баранов* 130



УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЛАБОРАТОРНОГО ПРОТОТИПУ
SCARA-РОБОТА

Я. В. Тіунов, А. О. Бреус 133

РОЗРОБКА БЕЗПРИВІДНОГО ЗАХОПЛЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ
АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ТАРИ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ФОРМИ

Я. В. Тіунов, Ю. В. Широкий 135

Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

ВПЛИВ ТИПУ РІДИНИ НА ХАРАКТЕР ЇЇ ПОВЕДІНКИ
ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ДІЇ ГІДРАВЛІЧНОГО ПОРШНЕВОГО ПРИСТРОЮ

Н. М. Московська 137

ВИКОРИСТАННЯ 3D-СКАНЕРІВ ДЛЯ СТВОРЕННЯ СКЛАДНИХ
АБО МАЛОДОСТУПНИХ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ОБ'ЄКТІВ

О. А. Папаїка, О. М. Гнисько 139

МОДЕЛЮВАННЯ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОЇ ЗАМКНЕНОЇ ОБОЛОНКИ
ПРИ УДАРІ ШВИДКИМ ТВЕРДИМ ТІЛОМ

О. А. Папаїка, О. Г. Наріжний 142

УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОЗРЯДУ
МАГНЕТРОННОГО РОЗПИЛЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

Д. Р. Степаненко 144

Логістичні системи у виробництві

ЗМІНИ В ПІДХОДАХ ЩОДО РОЗРАХУНКІВ СКЛАДУ ВИРОБНИЧИХ
ПРАЦІВНИКІВ СУЧАСНОГО МЕХАНОСКЛАДАЛЬНОГО ВИРОБНИЦТВА

М. С. Романов 147



Загальні питання двигунобудування та механіки

РЕГУЛЮВАННЯ РАДІАЛЬНИХ ЗАЗОРІВ У ТУРБІНАХ ТА КОМПРЕСОРАХ

Р. В. Богатко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Оптимізація радіальних зазорів між ротором і статором є важливим інженерним завданням, що безпосередньо впливає на ефективність, надійність та ресурс роботи газотурбінних двигунів. Однією з головних проблем є зменшення коефіцієнта корисної дії (ККД), що відбувається через неконтрольований витік робочого тіла.

Залежність наведена на рис. 1 показує, що навіть незначне збільшення радіального зазору (на 0,5%) призводить до зменшення ККД компресора в середньому на 1,3%. Аналогічна тенденція спостерігається в турбіні - якщо радіальний зазор збільшується на 3%, то ефективність її роботи знижується приблизно на 5%.

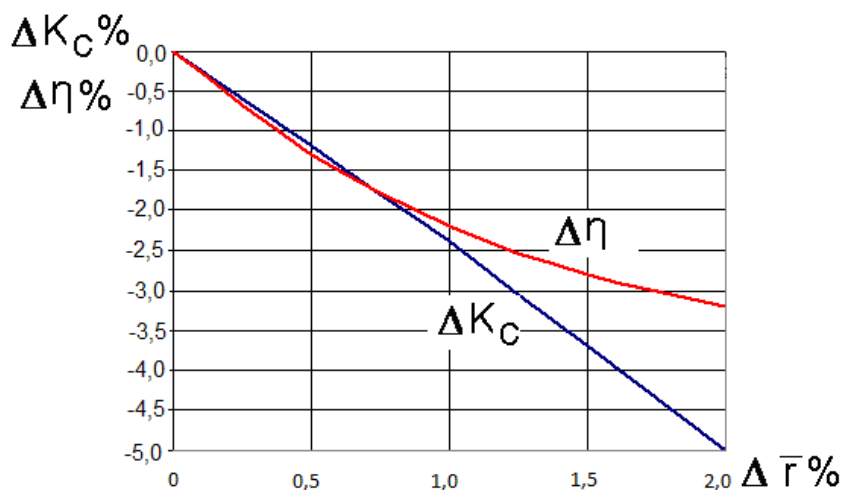


Рис. 1 - Залежність змінення ККД η і запасу газодинамічної стійкості компресора K_c від величини відносного радіального зазору

Величина радіальних зазорів може змінюватися в процесі експлуатації двигуна під впливом різних чинників, таких як: термічне розширення конструктивних елементів, відцентрові навантаження, механічний знос, деформація корпусу двигуна (під впливом високих температур і навантажень корпус може змінювати свою форму).

У роботі розглянуто як пасивні, так і активні методи регулювання. Пасивні методи ґрунтуються на виборі матеріалів з певним коефіцієнтом теплового розширення.

Активні методи включають:

- Теплове регулювання — шляхом нагрівання або охолодження корпусних елементів.



- Механічне регулювання — зміна положення ущільнень за допомогою приводів або важелів.
- Гідростатичне регулювання — підтримання зазору тиском робочого тіла без сенсорів.
- Комбіноване регулювання — поєднання наприклад теплового й механічного методів.

Кожен із методів регулювання має переваги, обмеження та рекомендовані області застосування в залежності від конструкції двигуна, теплових режимів і вимог до точності.

Пасивний метод відзначається простотою конструкції, надійністю та автономністю, оскільки не потребує систем керування чи сенсорів. Його суть полягає у використанні матеріалів із низьким коефіцієнтом теплового розширення, що стабілізує зазор під час роботи. Цей підхід ефективний у турбінній, де температурні режими досить стабільні. Основний недолік — відсутність адаптивності, тобто при зміні режимів двигуна зазор не змінюється відповідно до нових умов.

Тепловий активний метод дозволяє оперативно змінювати радіальний зазор завдяки локальному нагріванню або охолодженню корпусних деталей. Такий підхід забезпечує високу точність і гнучкість. До недоліків належать складність конструкції, потреба в системі керування, джерелах енергії та охолоджуючому повітрі, а також інерційність реакції на зміну режимів.

Механічний метод, зокрема кінематичне або цангове регулювання, передбачає зміну положення ущільнюючих елементів за допомогою приводів (електричних, гідравлічних або пневматичних). Цей метод забезпечує високу точність регулювання навіть під час роботи, з можливістю контролю в реальному часі. Однак він має більшу масу, конструктивну складність та потребує приводу, що може бути недоцільним для кожного ступеня компресора або турбіни.

Гідростатичне регулювання має перевагу через саморегульовальний характер: зазор утримується завдяки тиску повітря або газу, який подається в спеціальний зазор між статором і ротором. Такий метод не потребує сенсорів або окремих керуючих пристроїв. Недоліками є висока чутливість до чистоти й стабільності тиску, складність точного проектування гідроканалів та залежність від робочого середовища. Цей метод ефективний переважно на останніх ступенях компресора або у високонапірних зонах.

Комбіновані методи поєднують два або більше підходи (наприклад, тепловий та механічний). Вони дозволяють досягти найвищої точності, адаптивності та надійності, компенсуючи недоліки окремих систем. Основним обмеженням є висока складність інтеграції, потреба в синхронізації.

Найбільшу перспективу мають активні методи, особливо теплові системи з двостороннім регулюванням, що вже впроваджуються в сучасних ГТД. У компресорі, де температури нижчі, доцільно застосовувати механічні або комбіновані рішення.



ПРОБЛЕМИ ЕКОНОМІЧНОСТІ ДВОКОНТУРНОГО ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА НА ДРОСЕЛЬНИХ РЕЖИМАХ ПОЛЬОТУ

А. І. Малов

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний університет»*

У сучасній авіації основним пріоритетом є підвищення економічності та екологічності авіаційних двигунів. Незважаючи на високу ефективність сучасних двигунів у номінальних режимах, дросельні режими залишаються проблемною зоною з точки зору оптимального згоряння палива, газодинамічної стійкості компресорів і загального ККД. У зв'язку з цим питання покращення економічності двоконтурних ГТД саме на дросельних режимах є надзвичайно актуальним. Даною проблематикою займалися велика кількість науковців, проте вона досі залишається актуальною та невичерпною [1].

Дросельні режими польоту — це режими, на яких газотурбінний двигун (ГТД) працює не на повній тязі, а зі зменшеним подаванням пального та повітря. Такі умови характерні при зниженні літака, або маневрування на малій висоті. На цих режимах двигун повинен залишатися стабільним, надійним, ефективним та економічним. Через неможливість забезпечити однакову оптимальну ефективність та економічність на всіх режимах польоту, двигун проектується для досягнення максимальних показників ККД та мінімальних параметрів питомої витрати палива на крейсерському (номінальному) режимі, найдовшому під час польоту. Для того, щоб забезпечити кращі параметри на нерозрахункових режимах, використовують різні методи та підходи:

1. FADEC (повне цифрове керування двигуном) — це електронна система, яка повністю контролює роботу газотурбінного двигуна без потреби в ручному втручанні пілота. Система отримує дані про політ (густину повітря, положення дроселя, температуру й тиск у двигуні тощо) і автоматично керує всіма параметрами для досягнення оптимальної ефективності. У контексті дросельних режимів FADEC є критично важливим інструментом — він забезпечує плавну зміну тяги, запобігає нестабільності та знижує витрати пального [2].
2. Регульовані направляючі апарати компресора. Дозволяють підтримувати необхідний запас стійкості, але також можуть підвищувати економічність на дросельних режимах. Теоретично можливо «розширити» область розрахункового режиму за рахунок використання регульованих робочих лопаток компресора, але це підвищує складність конструкції та масу, а також зменшує надійність компресора [3].
3. Сопло змінної геометрії (або регульоване сопло). На малих режимах тяги (дросельних) зменшується витрата повітря і температури газів, а тому фіксована геометрія сопла може призводити до нерівномірного розширення потоку і втрат енергії. Змінюючи площу вихідного перерізу, сопло адаптується до поточних умов роботи двигуна, забезпечуючи оптимальний тиск і температуру на виході. Проте у цивільній авіації регульовані сопла



не використовуються через складність та вагу конструкції, зменшення надійності двигуна та погіршення показників шуму.

Стрімкий розвиток технологій у сфері електротехніки відкриває нові можливості для підвищення ефективності авіаційних силових установок. У цьому контексті дедалі більшої актуальності набуває ідея гібридизації газотурбінних двигунів, яка поєднує переваги традиційної тяги з електричними компонентами для зниження витрат пального.

Враховуючі те, що вищеописані методи покращення економічності газотурбінних двигунів на даний момент вже досягли високого рівня розвитку, плануємо в подальших наукових роботах досліджувати можливість використання останніх відкриттів науки в електротехніці для досягнення кращих показників економічності двоконтурних двигунів на дросельних режимах польоту.

Отже, підвищення економічності двоконтурних газотурбінних двигунів на дросельних режимах залишається важливим і складним завданням. Існуючі рішення, такі як FADEC, регульовані направляючі апарати та змінна геометрія сопла, вже забезпечили суттєвий прогрес. Проте їхній подальший розвиток обмежений конструктивною складністю та вимогами надійності. Нові перспективи відкриває гібридизація двигунів із застосуванням електротехнічних технологій. Подальші дослідження мають бути спрямовані на інтеграцію цих рішень для досягнення ще вищої ефективності на дросельних режимах.

Перелік посилань

1. Synthesis of a gas turbine engine control system based on fuzzy logic [Text] / O. V. Kuchmustenko, M. V. Shavranskyi, B. S. Nezamay, O. G. Malko / Methods and devices of quality control. - 2021. - Vol 1. - № 46. - P. 53–62.
2. Scientometric analysis and critical review of gas turbine aero-engines control: From Whittle engine to more-electric propulsion [Text] / S. J. Mohammadi, S. A. Miran Fashandi, S. Jafari, T. A Nikolaidis / Measurement and control. - 2021. - Vol 54. - № 5-6. - P. 935–966.
3. Profitability of the gas-turbine engine with two-row blade wreaths in the axial compressor [Text] / П. І. Греков, Л. Г. Волянська, К. Хагані, В. Є. Алпатов / Proceedings of National Aviation University. - 2005. - Vol 26. - № 4. - P. 51–54.

ПІДВИЩЕННЯ ШВИДКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПІДШИПНИКІВ ШЛЯХОМ ЗАМІНИ ТІЛ КОЧЕННЯ НА КЕРАМІЧНІ

А. О. Рак, О. М. Гнисько

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Підвищення ефективності роботи турбомашин неможливе без удосконалення їх підшипникових вузлів. Оскільки сучасні турбоагрегати працюють на підвищених обертах і в умовах значного теплового та механічного навантаження, звичайні сталеві кулькові елементи підшипників досягають своїх меж. Одним з ефективних способів вирішення цієї проблеми є використання керамічних тіл кочення.



Керамічні матеріали, зокрема нітрид кремнію (Si_3N_4) та карбід кремнію (SiC), мають низку властивостей, що забезпечують кращу продуктивність порівняно зі сталевими аналогами. Серед ключових переваг варто виділити значно меншу густину (приблизно на 40–60% нижча за сталь), що суттєво зменшує відцентрові сили при обертанні (табл. 1). Це дозволяє підшипникам витримувати вищі швидкості обертання без ризику руйнування.

Таблиця 1 – Порівняння властивостей тіл кочення зі сталі та кераміки

Характеристика	Сталь (100Cr6)	Кераміка (Si_3N_4)
Густина, г/см ³	~7,8	~3,2
Твердість, HV	~700	~1500
Гранична швидкість обертання, об/хв	до 30 000	до 60 000+
Коефіцієнт тертя	~0,10–0,15	~0,05–0,08
Теплопровідність, Вт/(м·К)	~46	~20

Крім того, керамічні кульки володіють високою твердістю, термостійкістю та стійкістю до корозії. Вони демонструють низький коефіцієнт тертя, що сприяє зниженню нагріву та втрат на тертя, особливо в умовах граничного або сухого змащення. У реальних умовах експлуатації це дозволяє забезпечити більш стабільну роботу агрегатів та зменшити знос контактних поверхонь.

Практика провідних виробників (SKF, NSK, GMN) засвідчує, що підшипники з керамічними кульками не лише витримують вищі оберти, а й мають подовжений термін служби. Зокрема, в авіаційних турбінах їхній ресурс збільшується у 2–3 рази залежно від умов роботи. До того ж знижується потреба у частому технічному обслуговуванні, що є критично важливим у відповідальних системах. З точки зору теплових характеристик, керамічні кульки мають нижчу теплопровідність, що дозволяє зменшити перегрів у вузлах та покращити ефективність змащення. Окрім цього, вони є діелектриками, що робить їх незамінними у високочастотному електрообладнанні, де виникає ризик електричного пробоя. У ряді публікацій доведено, що зменшення маси тіл кочення прямо пропорційно впливає на зниження відцентрових сил та вібрацій у підшипнику [1, 2]. Це дозволяє забезпечити стабільнішу роботу роторних систем на високих обертах. Твердість і зносостійкість керамічних кульок суттєво знижує втрати на тертя та продовжує строк служби підшипника. Окрім того, висока термостійкість матеріалів, таких як нітрид кремнію, дозволяє використовувати такі підшипники в умовах підвищеної температури без втрати експлуатаційних характеристик.

Швидкісні характеристики підшипникових вузлів відіграють важливу роль у таких сферах, як авіаційне двигунобудування, енергетика, газотурбінні установки, високошвидкісні електродвигуни та прецизійне обладнання. Застосування гібридних підшипників, у яких зовнішнє та внутрішнє кільця виконано зі сталі, а тіла кочення – з кераміки, дозволяє досягти обертів понад 50 000 об/хв без виникнення резонансних коливань (рис. 1).

Водночас використання керамічних тіл кочення супроводжується певними викликами: вища вартість матеріалів, складніша технологія обробки та потреба у точному балансуванні. Однак довгострокові переваги — зменшення

зношування, підвищення швидкості, зниження споживання енергії — значною мірою компенсують ці недоліки.

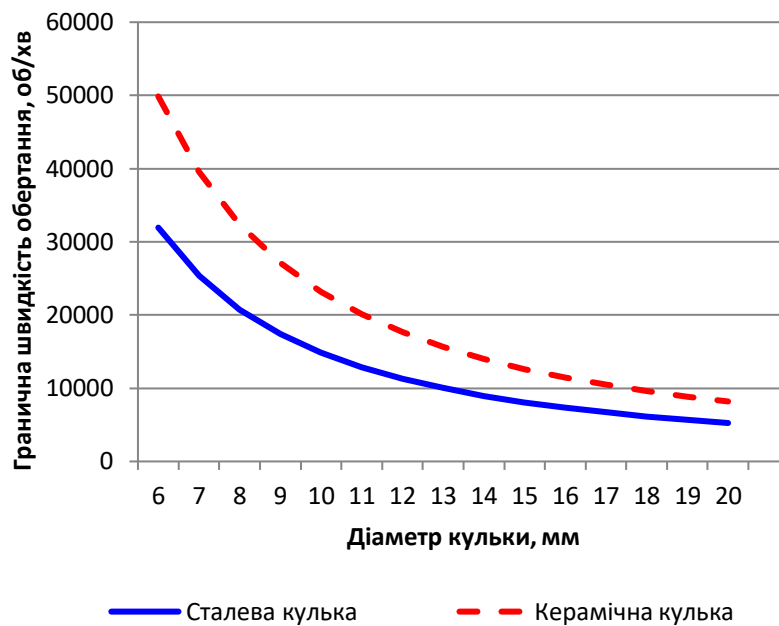


Рис. 1 – Залежність швидкості обертання від діаметру кульки

Перелік посилань

- 1 Bhushan, B. Introduction to Tribology [Text] / B. Bhushan // Wiley. - 2013. – 701 p.
- 2 Zhang, Z. Design and analysis of hybrid ceramic bearings for high-speed machinery [Text] / Z. Zhang, Q. Wang, Z. Wang // Tribology International. - 2022. – Vol. 174. - P. 107735.

ОСОБЛИВОСТІ СИЛОВИХ УСТАНОВОК ДЛЯ БЕЗПЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Є. В. Торохтій

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Безпілотні літальні апарати (БПЛА) стали незамінним інструментом у сучасному світі, активно застосовуючись у військовій, цивільній та комерційній сферах. Їх універсальність пояснюється компактними розмірами, можливістю виконувати завдання у важкодоступних регіонах і великим вибором силових установок, які забезпечують ефективність, надійність та адаптивність апаратів. Особливе значення БПЛА набули у військових конфліктах, таких як війна Росії проти України, де вони сприяли значному підвищенню точності та ефективності бойових операцій, виконуючи розвідувальні місії, коригування артилерії і точкові удари.

Класифікація та переваги силових установок

Тип силової установки визначає ключові параметри польоту, такі як автономність, маневреність, енергоефективність і висота. Залежно від завдань і характеристик БПЛА використовуються:



1. Електричні двигуни:

Переваги: низький рівень шуму, екологічність, відсутність шкідливих викидів.

Недоліки: обмежений час польоту через необхідність зарядки.

Застосування: мікро-БПЛА та розвідувальні апарати.

2. Поршневі двигуни:

Переваги: економічність, простота в обслуговуванні, тривалість польоту.

Застосування: легкі та середні БПЛА для довготривалих місій.

3. Реактивні двигуни:

Переваги: висока швидкість, велика вантажопідйомність, можливість польоту на значних висотах.

Застосування: важкі бойові дрони, стратегічні операції.

4. Гібридні установки:

Переваги: баланс між економічністю та автономністю.

Застосування: перспективні багатофункціональні апарати.

Пропелерні рушії є найбільш популярними і використовуються у понад 80% сучасних БПЛА завдяки простоті конструкції, універсальності та економічності. Турбореактивні двигуни займають близько 14% ринку, забезпечуючи високу швидкість та багатофункціональність, тоді як турбогвинтові рушії (3%) і імпульсно-реактивні двигуни (1%) виконують спеціалізовані функції.

Технології турбореактивних двигунів дозволяють створювати високошвидкісні БПЛА, що досягають швидкості до 1,35–1,40 числа Маха на висотах до 14 км. Приміром, чеський двигун PBS TJ100 демонструє компактність та ефективність і широко застосовується у дронах-мішенях, дистанційно керованих апаратах та легких спортивних літаках.

Економічність силових установок є одним із ключових факторів при розробці безпілотних літальних апаратів, особливо для військового та цивільного застосування. Основним завданням інженерів є створення двигунів, які поєднують високу ефективність, простоту обслуговування та низьку вартість виробництва.

Проектний двигун на базі AI-25 демонструє значні переваги з точки зору економічної ефективності. Основними факторами, що впливають на зниження вартості виробництва, є:

Відмова від систем охолодження турбіни: усунення охолоджувальних елементів не лише знижує собівартість двигуна, але й спрощує виробничі процеси. Охолоджувальні системи потребують застосування дорогих матеріалів, складного інженерного проектування та додаткового обладнання, яке підвищує фінансові витрати.

Зменшення кількості деталей: оптимізація конструкції дозволяє зменшити кількість компонентів, що сприяє швидшому виробництву та знижує ризик поломок.

Простота обслуговування: зменшення складності конструкції двигуна робить його більш надійним в експлуатації та скорочує витрати на ремонт і технічне обслуговування.

Проектний двигун AI-25, незважаючи на спрощену конструкцію, демонструє високі показники продуктивності:



1. Питома витрата палива знижена на 23% у порівнянні з охолоджувальним аналогом AI-25ТЛ. Це зменшує витрати на паливо і робить двигун економічно вигідним для тривалих місій.
2. Температура газу перед турбіною становить 1155К, що трохи нижче, ніж у AI-25ТЛ (1230К), але це незначне зниження не впливає критично на ефективність роботи двигуна.

Перспективи застосування

Такі двигуни мають високий потенціал для масового використання в безпілотних системах. Завдяки своїй простоті та ефективності проектний двигун може використовуватися:

У цивільних дронах для комерційних і наукових проєктів, що потребують тривалого часу польоту при мінімальних витратах.

У стратегічних дронах із великим вантажним навантаженням, де важливим є баланс між витратами та надійністю.

Враховуючи зростаючий попит на безпілотні літальні апарати, економічність силових установок стає критичним фактором для масштабування виробництва. Спрощення конструкції двигунів, як-от проєкт AI-25, відкриває можливість розробки доступних рішень для багатьох сфер застосування, забезпечуючи ефективність і фінансову вигоду без компромісів у надійності.

ВПЛИВ СИЛ КОРІОЛІСА НА УМОВИ ШТУЧНОЇ ГРАВІТАЦІЇ В ОБЕРТОВИХ КОСМІЧНИХ СТАНЦІЯХ

О. Ю. Кладова, Б. С. Уколов

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Забезпечення життєдіяльності людини в умовах тривалого перебування в космосі є однією з ключових проблем сучасної космонавтики. Одним з перспективних напрямів її вирішення є створення умов штучної гравітації шляхом обертання космічних модулів. Однак рух у такому середовищі супроводжується виникненням інерційних ефектів, зокрема сил Коріоліса, які впливають на сприйняття руху, баланс, орієнтацію та моторні функції людини. Аналіз цих ефектів є важливим для проєктування комфортного та безпечного середовища для астронавтів, а також для формування стратегій адаптації до нестандартної динаміки. Серед декількох варіантів створення штучної гравітації для аналізу обрано варіант, в якому роль гравітаційних сил відіграють відцентрові сили інерції, що з'являються за рахунок обертання корпусу станції зі сталою кутовою швидкістю [1].

На зображенні представлено візуалізацію орбітального комплексу кільцевої форми, обертання якого навколо власної осі дозволяє створити відцентрове прискорення, що імітує гравітаційні умови для екіпажу та пасажирів. Така архітектура є перспективною для тривалих міжпланетних місій та підтримки фізіологічного стану людини в умовах мікрогравітації.

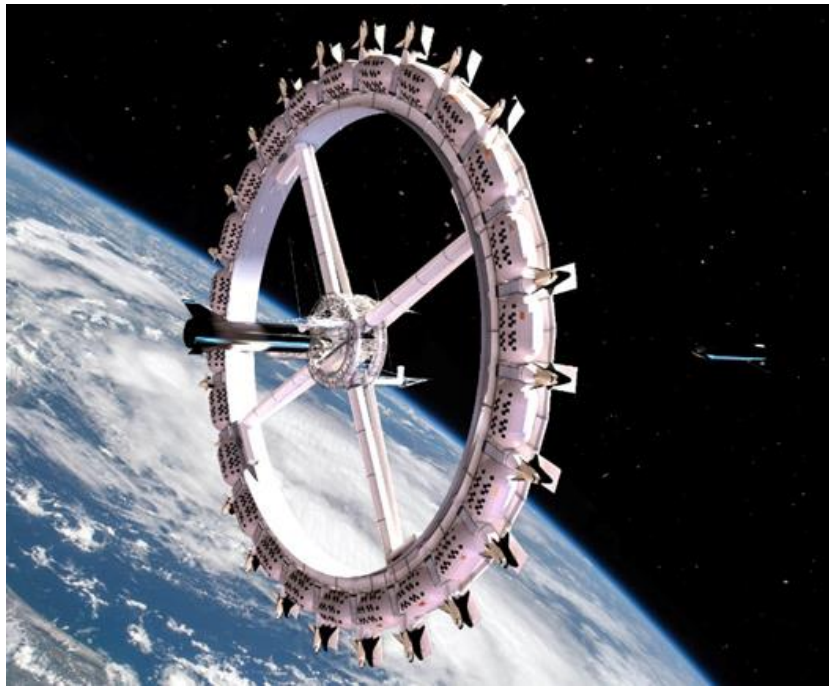


Рис. 1 – Концептуальна модель обертової космічної станції для створення штучної гравітації

Метою роботи є побудова узагальненої математичної моделі дії сил інерції в умовах штучної гравітації та аналіз характеру зміни нормальної сили реакції опори під час руху у різних напрямках відносно обертальної системи. Аналіз присвячено вивченню характеру зміни сил штучної гравітації за рахунок сил Коріоліса, що діють на рухомі об'єкти в корпусі станції.

Прискорення а «вільного падіння» штучної гравітації залежить від віддаленості R житлових приміщень від осі обертання і кутової швидкості $\omega_{\text{ст}}$ обертання корпусу [2]

$$a = R\omega_{\text{ст}}^2. \quad (1)$$

Астронавт, що знаходиться на поверхні станції зі штучною гравітацією, що дорівнює $1g$, за умови відносного спокою ($v^r = 0$) має силу штучної ваги

$$G_0 = m_{\text{астр}}(R\omega_{\text{ст}}^2); \quad (2)$$

цей же астронавт під час відносного переміщення у напрямку обертання зі швидкістю v^r буде відчувати збільшену за рахунок сили Коріоліса [2] штучну силу тяжіння G_1 , що визначається як

$$G_1 = m_{\text{астр}}(R\omega_{\text{ст}}^2 + 2\omega_{\text{ст}}v^r); \quad (3)$$

відповідно при відносному русі проти напрямку обертання сила (G_2) буде меншою порівняно з тією, що діє на людину у стані відносного спокою:



$$G = m_{\text{астр}} (R\omega_{\text{ст}}^2 - 2\omega_{\text{ст}}v^r); \quad (4)$$

Відносний рух паралельно до осі обертання не буде змінювати сили штучної гравітації.

Оскільки напрямок сили тяжіння не буде змінюватися при відносному русі по колу або паралельно до осі обертання, ці зміни суттєво не впливатимуть на фізичний стан астронавтів. Складніша ситуація буде спостерігатися під час наближення або віддалення від осі обертання корабля, оскільки напрямок сили Коріоліса буде перпендикулярним до напрямку руху астронавтів або радіального ліфту.

Виконано розрахунки сил, що діють на астронавтів, за умов

- радіус R поверхні, на якій реалізовано штучну гравітацію, що співпадає з її величиною на поверхні Землі: $R = 250$ м;
- кутова швидкість станції: $\omega_{\text{ст}} = \sqrt{\frac{g}{R}} = \sqrt{\frac{9,81}{250}} \approx 0,198 \frac{1}{\text{с}}$ або $1,9 \frac{\text{об}}{\text{хвил.}}$;
- відносна швидкість руху $v^r = 1,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ або $5,8 \frac{\text{км}}{\text{год}}$ (пішки),
 $v^r = 8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ або $30 \frac{\text{км}}{\text{год}}$ (коловий електрокар або радіальний ліфт).

Отримано наступні результати.

При загальній висоті житлових приміщень 33 м (11 поверхів) і розташуванні поверхні з земним тяжінням на 6-му поверсі (250 м від осі обертання) зміна прискорення вільного падіння становить: при русі пішки від 0,876g (11-й поверх) до 1,124g (1-й поверх), при переміщенні на електрокарі від 0,618g (11й поверх до 1,382g (1-й поверх), рис. 2.

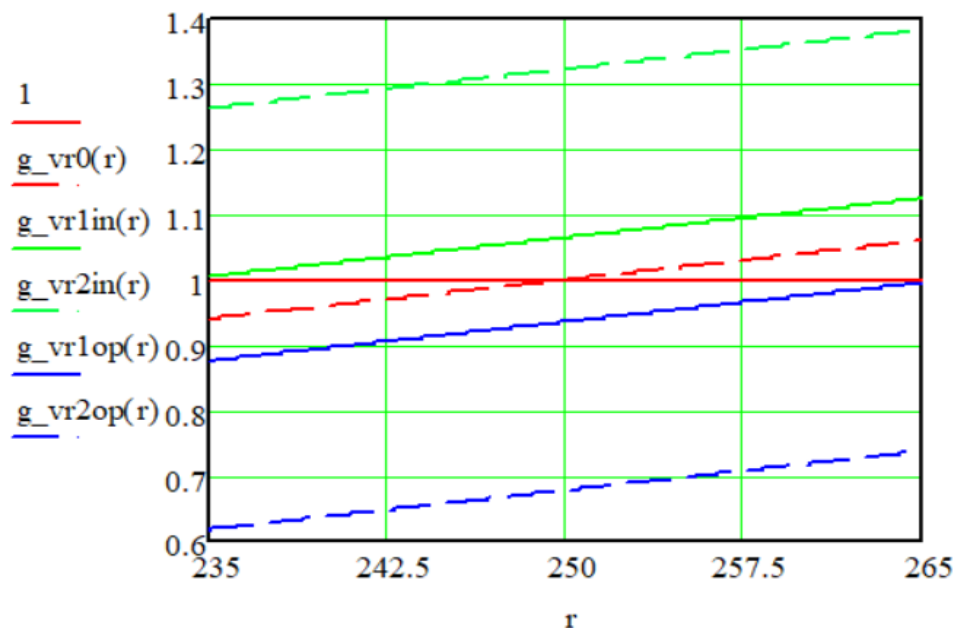


Рис. 2 – Залежність нормованого гравітаційного прискорення $g(r)/g$ від радіуса обертання при різних сценаріях переміщення пасажирів у гравітаційному кільці



Результати свідчать, що роботи, пов'язані з рухом з великими відносними швидкостями, мають виконувати люди, що проходять додаткові тренування. Поверхи зі збільшеним прискоренням вільного падіння слід використовувати як технічні. Транспорт, що перевозе астронавтів має бути спеціально спроектованим для рухів як з підвищеною силою тяжіння (підвищена міцність) так і зі зменшеною силою тяжіння (підвищена стабільність керування). Рух у радіальному напрямку є навантаженням на вестибулярний апарат людини, то його треба або принципово виключити, або виконувати у випадках екстреної необхідності.

Перелік посилань

1. Міжнародна академія астронавтики. Artificial gravity research to enable human space exploration [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://web.archive.org/web/20161013004743/http://iaaweb.org/iaa/Scientific%20Activity/Study%20Groups/SG%20Commission%202/sg22/sg22finalreportr.pdf>
2. Павловський М. А. Теоретична механіка: статика абсолютно твердого тіла, кінематика, динаміка, основи аналітичної механіки [Текст]: підручник / М. А. Павловський. – К. : Техніка, 2002. – 480 с.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ З КЕРАМІЧНИМИ ТІЛАМИ КОЧЕННЯ ЗА РАХУНОК РАЦІОНАЛЬНОГО ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ

М. В. Кібірєв, О. М. Гнисько

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Керамічні підшипники відрізняються від традиційних металевих підшипників своїми унікальними властивостями, такими як:

- висока твердість і стійкість до зносу;
- знижений коефіцієнт тертя;
- стійкість до корозії та хімічних впливів;
- здатність працювати в умовах високої температури та вакууму;
- зменшена вага порівняно з металевими аналогами.

Незважаючи на підвищену міцність, керамічні підшипники потребують ефективного змащення для запобігання:

- адгезійному та абразивному зношуванню;
- перегріву через контактне тертя;
- руйнуванню під дією ударних навантажень.

Для керамічних підшипників необхідно підбирати систему змащення, яка враховує їхні особливі властивості: мастильний шар має бути тонким, стабільним при значних температурах і забезпечувати низьке тертя.

Завдяки високій твердості, стійкості до зносу та малому коефіцієнту тертя, керамічні підшипники потребують спеціально адаптованих мастильних матеріалів. При виборі мастила важливо брати до уваги підвищену чутливість таких



підшипників до забруднень і абразивних частинок. Види матеріалів змащування для керамічних підшипників наведені у табл. 1.

Таким чином, правильний вибір типу мастила відповідно до умов експлуатації є ключовим фактором для забезпечення довговічності роботи керамічних підшипників.

В Україні спостерігається обмежена кількість підприємств, які спеціалізуються на виробництві керамічних підшипників. Водночас деякі провідні компанії виготовляють підшипникові вироби для різних промислових галузей, зокрема, існує можливість виготовлення керамічних підшипників за індивідуальним замовленням на спеціалізованих заводах.

До найбільших виробників підшипників в Україні можна віднести Харківський підшипниковий завод (HARP), що випускає різноманітні типи підшипників, включаючи продукцію для важкої техніки та залізничного транспорту. Однак основна частина їхнього асортименту складається з металевих підшипників, таких брендів, як Prompodshipnik та Bearing Store. Окрім того, підприємства на кшталт "Підшипник Груп" мають досвід виготовлення підшипників на замовлення, зокрема для великогабаритних промислових установок.

Таблиця 1 – Види матеріалів змащування для керамічних підшипників

Характеристика	Синтетичні мастила на основі фтору	Мастила на основі силікону	Мастила з твердим мастилом
Температурний діапазон	Дуже широкий, від низьких до дуже високих температур	Широкий, але менший, ніж у фторних мастил	Залежить від типу твердого мастила, але загалом хороший
Хімічна стійкість	Висока, стійкі до більшості хімікатів	Хороша хімічна стійкість	Залежить від типу твердого мастила, але загалом добра
Окислювальна стійкість	Висока	Добра	Залежить від типу твердого мастила
В'язкість	Стабільна при зміні температури	Стабільна при зміні температури	Залежить від основи мастила
Адгезія	Хороша, але може потребувати спеціальних присадок для покращення адгезії до кераміки	Добра адгезія до багатьох матеріалів, включаючи кераміку	Залежить від основи мастила і типу твердого мастила
Леткість (тертя)	Дуже низьке	Низьке	Низьке
Ціна	Висока	Середня	Середня

Керамічні підшипникові вузли мають суттєві переваги порівняно з традиційними металевими підшипниками завдяки своїм унікальним фізико-хімічним характеристикам, таким як висока твердість, знижений коефіцієнт тертя, стійкість до корозії та здатність функціонувати при екстремальних температурах.

Проте тривалість служби та ефективність цих підшипників безпосередньо залежать від правильного вибору і застосування системи змащення.



Рациональне використання сучасних мастильних матеріалів, таких як синтетичні мастила, мастила на основі силікону чи тверді мастила, дозволяє значно знизити зношування, попередити перегрів та підвищити надійність роботи підшипникових вузлів. Важливо при цьому враховувати специфічні умови експлуатації та високу чутливість керамічних елементів до забруднень.

В Україні виробництво керамічних підшипників ще є обмеженим, що зумовлює необхідність імпорту чи виготовлення таких вузлів під спеціальні замовлення. Проте, з розвитком технологій та удосконаленням систем змащення, є всі підстави для розширення сфери застосування керамічних підшипників, особливо в промисловості та авіакосмічній галузі. Порівняння різних типів мастил за характеристиками показано на рис. 1.

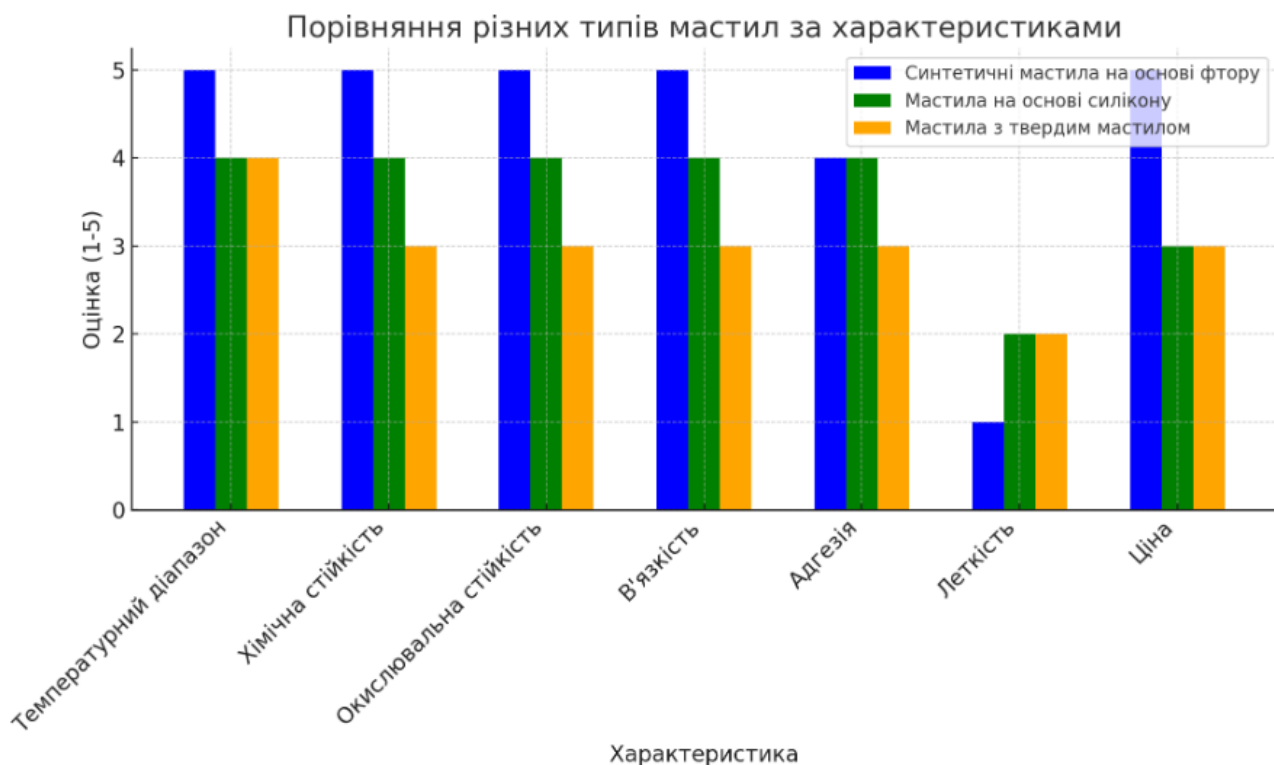


Рис.1 – Порівняння різних типів мастил за характеристиками

КОНВЕРТУВАННЯ ДВОКОНТУРНОГО ДВИГУНА В НАЗЕМНУ ГАЗОТУРБІННУ УСТАНОВКУ

О. І. Крючков, О. Д. Дегтярьов, К. В. Фесенко, В. А. Даценко
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Інтенсивний розвиток енергоємних галузей вимагає оновлення технічної бази, зокрема модернізації газотурбінних установок, які є ключовими для енергетики та газової промисловості. Ефективним рішенням є конвертування авіаційних ГТД, що вичерпали льотний ресурс, до наземного використання. Головною перевагою авіаційних ГТД є високі параметри циклу та газодинамічна досконалість, але їх ресурс зазвичай нижчий, ніж це потрібно для наземних установок. Після капітального ремонту та заміни зношених деталей такі двигуни

адаптуються до нових умов експлуатації. Наприклад, знижують температуру газу перед турбіною на 150 – 200 К для продовження ресурсу компонентів, що дозволяє значно зменшити витрати на виробництво та обслуговування.

Проведено дослідження щодо способів конвертування авіаційного турбореактивного двигуна з двоконтурною схемою (ТРДД) у наземну газотурбінну установку із вибором режимів роботи, які забезпечують високу енергетичну ефективність та тривалий ресурс. Проведено розрахунки параметрів двигуна, прототипом якого був трьохвальний ТРДД Д-436, розроблений ДП «Івченко – Прогрес».

При розробці загальної схеми стаціонарної газотурбінної установки ключовими чинниками є стислі терміни та мінімальні витрати, тому важливо забезпечити відповідність заданим параметрам, надійності й ресурсу з мінімальними змінами в конструкції базового авіаційного двигуна. Складність конструкції авіаційних ГТД та обсяг робіт з доведення робіть доцільним їх використання без доопрацювання газогенератора (ГГ) (рис. 1).

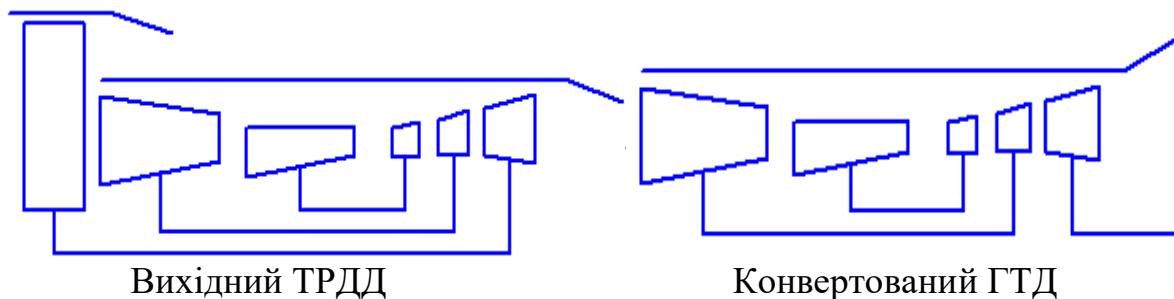


Рис. 1 – Конвертування ТРДД

При конвертуванні ТРДД у наземний ГТД газогенератор залишається незмінним. Під час математичного моделювання наземного ГТД необхідно забезпечити однаковість параметрів ГГ в одному й тому ж режимі роботи за тих самих умов на вході в газогенератор. Однаковість умов на вході ($P_{в*}$, $T_{в*}$) забезпечується шляхом підбору значень висоти H і числа M_n польоту. Однаковість режиму роботи забезпечується завданням однакової частоти обертання ГГ. Для забезпечення однаковості параметрів газогенератора задаються однакові параметри циклу, втрати в елементах ГГ у розрахунковому режимі та характеристики функціональних елементів ГГ.

Автоматичне підтримання експлуатаційного режиму за зміни зовнішніх умов здійснюється відповідно до певного закону керування, який обирається з урахуванням забезпечення найвигідніших характеристик двигуна, наприклад, максимальної потужності та мінімальної питомої витрати палива на номінальному режимі роботи ГТД. Перехід із одного режиму на інший здійснюється за визначеною програмою. Однак потужність і питома витрата палива в умовах експлуатації двигуна безпосередньо не вимірюються, тому вони регулюються шляхом зміни одного або кількох параметрів, які визначають режим роботи та називаються параметрами регулювання.

Оскільки конвертований ГТД має один регулюючий фактор — витрату палива G_p , програма керування є однопараметричною. Як програми керування можуть бути обрані $\bar{p}_{вт}=1,0$ або $\bar{T}_Г^*=1,0$, або $\bar{p}_{вгтр}=1,0$, для яких і проведені



розрахунки параметрів ГТД. Для розрахунків використовується програма *mgtd-2*, яка дозволяє проводити моделювання характеристик для ГТД з двовальним газогенератором і вільною турбіною.

За результатами порівняльного аналізу параметрів ГГ при роботі в наземному ГТД за різними програмами керування зроблено висновок, що режим роботи ГГ за програмою керування $\bar{T}_G^* = 1,0$ може бути рекомендований для вертолітних і авіаційних ГТД, оскільки параметри циклу вищі, ніж за програмою керування $\bar{p}_{вгпр} = 1,0$. Режим роботи ГГ за програмою керування $\bar{p}_{вгпр} = 1,0$ може бути рекомендований для наземних ГТД.

Проведений аналіз схеми конвертованого ТРДД, режимів його роботи, параметрів, вимог по ресурсу і надійності дозволив розробити рекомендації щодо конвертування трьохвального ТРДД в наземний ГТД:

1. Конвертування авіаційного трьохвального ТРДД доцільно здійснювати шляхом використання базового функціонального модуля – двовального газогенератора, як основи турбовального ГТД із вільною турбіною.
2. Для роботи газогенератора у складі наземного ГТД на розрахунковому режимі доцільно обрати режим, який відповідає умові $\bar{p}_{вгпр} = 1,0$.
3. Як вихідний пристрій слід застосовувати дифузор замість сопла. Це забезпечить зменшення втрат через вихідну швидкість та збільшення перепаду тисків на вільній турбіні.
4. Як силова турбіна наземного ГТД може бути використана турбіна вентилятора ТРДД. Це дозволяє зменшити витрати на проектування та виробництво, а також скоротити терміни конвертування, але може призвести до деякого погіршення ККД силової турбіни через підвищений перепад тиску.
5. Зниження ККД силової турбіни через підвищений перепад тиску можна зменшити шляхом збільшення частоти обертання ротора силової турбіни. Проте це призводить до зниження ресурсу силової турбіни.
6. Проектування нової силової турбіни дозволяє забезпечити високий рівень ККД та необхідний ресурс. Однак це потребує значних витрат на проектування і виробництво та збільшує час конвертування.

Теорія і робочі процеси двигунів та енергоустановок

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА НАТІКАННЯ НА СТРУКТУРУ ТЕЧІЇ В РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА

Л. Г. Бойко, К. В. Рябчук, К. В. Фесенко

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Дослідження аеродинамічних характеристик ступенів осьового компресора є важливим етапом проєктування та оптимізації газотурбінних двигунів. Кут натікання потоку на лопатки робочого колеса суттєво впливає на структуру течії та ефективність роботи компресора в цілому.

У цій роботі представлено результати чисельного моделювання течії в робочому колесі осьового компресора на різних режимах його роботи. Аналіз проведено з використанням програмного комплексу ANSYS CFX, який забезпечує тривимірне моделювання в'язких турбулентних потоків

Спочатку в графічній системі Siemens NX створено 3D модель лопатки робочого колеса (РК) першого ступеня компресора високого тиску (КВТ) на основі результатів профілювання лопатки. Далі в програмному комплексі ANSYS побудовано геометричну модель розрахункової області, на яку накладено розрахункову сітку, після чого задані умови моделювання (граничні умови та властивості робочого тіла).

Робоче тіло – повітря, що підпорядковується рівнянню ідеального газу (*Fluid-Air Ideal Gas*), граничні умови розрахунку – *P-Total Inlet Mass Flow Outlet* (задано повний тиск і повну температуру на вхідній границі і витрату робочого тіла на вихідній границі розрахункової області). При аналізі течії на різних режимах роботи по масовій витраті деякі параметри граничних умов потребували змін, на кшталт компонент абсолютної швидкості на вході в РК C_a і C_u , які змінюються пропорційно витраті повітря (їх величини для різної масової витрати наведено в табл. 1). На різних режимах повні температура і тиск на вхідній границі залишаються незмінними.

Чисельний аналіз проведено для 11 значень витрат повітря G_p в діапазоні від 29.065 до 33.565 кг/с. При збільшенні витрати повітря більше, ніж на 10%, та зменшенні більше, ніж на 5% від розрахункового значення ($G_{p\ p} = 30.565$ кг/с) розрахунок не сходиться, починається осциляція параметрів.

В результаті розрахунку отримано основні параметри потоку в робочому колесі, деякі з них представлено в таблиці 1, а саме степінь підвищення тиску π_{pk}^* і ККД робочого колеса за параметрами загальмованого потоку η_{pk}^* , а також кут натікання потоку і та кут повороту потоку в робочому колесі $\Delta\beta$ на середньому радіусі.

Кут натікання розраховано за формулою $i = \beta_{r1} - \beta_1$, де β_{r1} – геометричний кут лопатки на вході в РК на середньому радіусі, а β_1 – осереднений по масовій витраті кут потоку на вході в РК. Кут повороту потоку в робочому колесі $\Delta\beta$



розраховано за формулою $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$, де β_2 – осереднений по масовій витраті кут потоку на виході з РК.

Таблиця 1 – Результати розрахунку

	$G_{\text{п}}, \text{кг/с}$	$C_a, \text{м/с}$	$C_u, \text{м/с}$	$\eta_{\text{рк}}^*$	$\pi_{\text{рк}}^*$	$i, \text{град}$	$\Delta\beta, \text{град}$
1	33,565	198,6885	98,87756	0,669943	1,14745	-3,387	-3,387
2	32,815	194,2489	96,66817	0,896	1,28617	-2,529	-2,529
3	32,5	192,3843	95,74023	0,908263	1,30185	-2,037	-2,037
4	32,065	189,8093	94,45878	0,915329	1,31895	-1,258	-1,258
5	31,5	186,4647	92,79437	0,915762	1,33522	-0,228	-0,228
6	31	183,505	91,32145	0,914226	1,34653	0,635	0,635
7	30,565	180,93	90,04	0,909725	1,35463	1,316	1,316
8	30,2	178,7694	88,96476	0,908531	1,36118	1,784	1,784
9	29,815	176,4904	87,83061	0,91147	1,36807	2,188	2,188
10	29,44	174,2705	86,72592	0,913112	1,37118	2,660	2,660
11	29,065	172,0507	85,62122	0,910445	1,37278	3,381	3,381

Результати розрахунку також представлені на рисунку 1 у вигляді характеристики робочого колеса, тобто залежностей степені підвищення тиску $\pi_{\text{рк}}^*$ і ККД робочого колеса за параметрами загальмованого потоку $\eta_{\text{рк}}^*$ від масової витрати повітря $G_{\text{п}}$. Розрахунковому режиму робочого колеса відповідає витрата повітря $G_{\text{пр}} = 30,565 \text{ кг/с}$. В ході 3D розрахунку з'ясувалось, що максимальне значення ККД отримано для $G_{\text{п}} = 31,5 \text{ кг/с}$. При збільшенні витрати повітря ККД РК істотно падає.

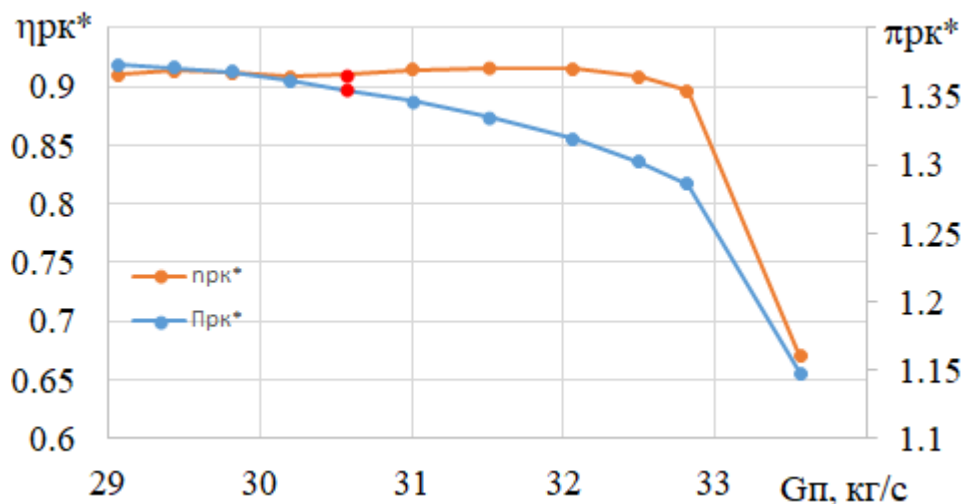


Рис. 1 – Характеристика робочого колеса

На рисунку 2 а) представлено розподіл векторів відносної швидкості на вході до робочого колеса. Можна побачити безвідривне обтікання лопатки, яке відповідає куту натікання $i = -0,53$ град. На рисунках 3 б) та в) видно відрив потоку з поверхонь тиску і розрідження лопатки відповідно, що пояснює зниження ККД на цих режимах. Відрив з поверхні тиску лопатки відбувається при $G_{\text{п}} = 33,565 \text{ кг/с}$, кут натікання тут $i = -3,387$ град. Відрив з поверхні розрідження лопатки РК отримано при $G_{\text{п}} = 29,065 \text{ кг/с}$, кут натікання $i = 3,861$ град.

Відрив потоку з поверхні розрідження лопатки є більш руйнівним для структури потоку в міжлопатковому каналі через те, що він відцентровими силами відтісняється від поверхні лопатки і активно взаємодіє з ядром потоку. Відрив із боку поверхні тиску притискається до поверхні лопатки відцентровими силами і там локалізується, викликаючи менші втрати енергії.

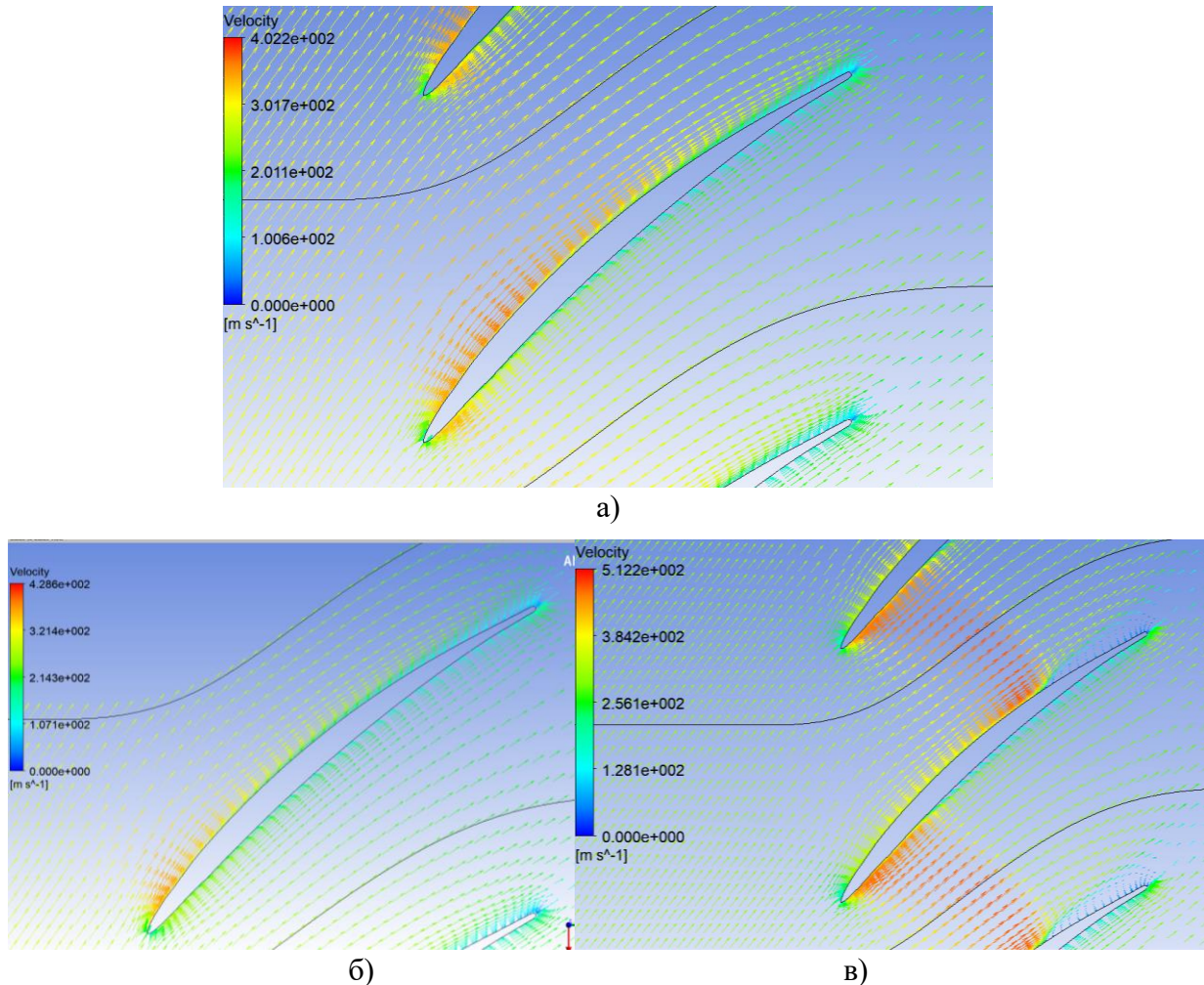


Рис. 2 – Вектори відносної швидкості потоку на вході в РК:
а) розрахунковий режим $G_n = 30,565$ кг/с; б) $G_n = 29,065$ кг/с; в) $G_n = 33,565$ кг/с

На рисунку 3 представлена характеристика робочого колеса осьового компресора у вигляді залежності кута повороту потоку $\Delta\beta$ від кута натікання i , яка була отримана на середньому радіусі лопатки.

Проведене дослідження впливу кута натікання на структуру течії в робочому колесі ступеня осьового компресора показало значну залежність аеродинамічних характеристик від режиму роботи. Встановлено існування оптимального діапазону витрат повітря (30,5-32,1 кг/с), при якому забезпечується максимальний ККД робочого колеса завдяки формуванню безвідривної течії вздовж профілю лопатки. Відхилення від цього діапазону супроводжується зміною кута натікання, що призводить до утворення відривних зон на поверхні лопатки – зі сторони тиску при збільшеній витраті та зі сторони розрідження при зменшеній. Критичним є збільшення витрати повітря понад 32.8 кг/с, що викликає різке падіння ККД та степені підвищення тиску через формування розвинених



турбулентних зон. Результати дослідження підтверджують необхідність врахування зміни кута натікання при проєктуванні лопаткових вінців з метою розширення діапазону стійкої роботи компресора та підвищення його ефективності на нерозрахункових режимах.

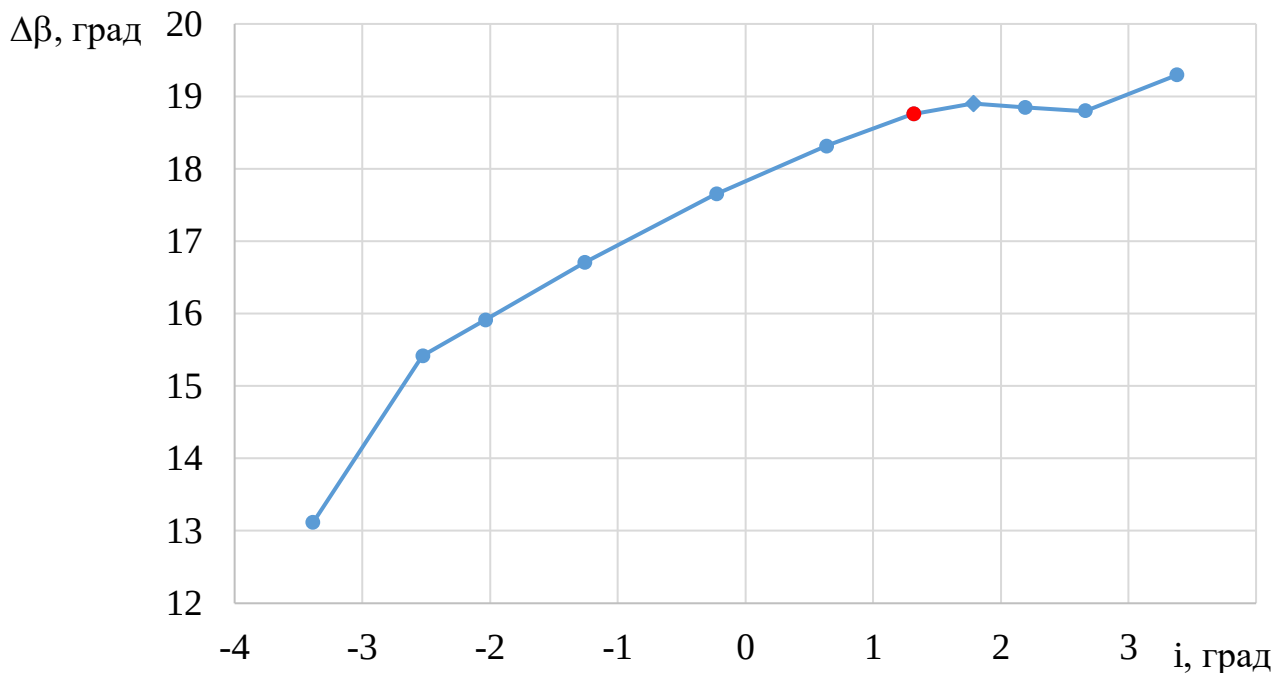


Рис. 3 – Залежність кута повороту потоку $\Delta\beta$ від кута натікання i

ДОСЛІДЖЕННЯ РАДІАЛЬНОГО ЗАЗОРУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА

С. А. Бойко, Л. Г. Бойко, К. В. Фесенко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

У всіх турбомашинах існує радіальний зазор між обертовими лопатками робочих коліс (РК) та нерухомим корпусом. Цей зазор потрібен для уникнення контакту ротора зі статором під час роботи турбомашини. Величина радіального зазору компресора обирається з урахуванням радіальної деформації лопаток РК під дією газових і відцентрових навантажень.

Перетікання потоку на кінці лопатки РК виникає через різницю тисків повітря на поверхнях тиску і розрідження лопатки (рис. 1). Ця течія на поверхні розрідження лопатки взаємодіє з основним потоком робочого тіла, внаслідок чого формується вихор. Цей вихор знаходиться поблизу вторинного вихору на периферії, активно взаємодіє з ним, що призводить до збільшення втрат.

Тобто перетікання в радіальному зазорі зменшує корисну роботу, яку виконує ступінь компресора, оскільки зменшується кут повороту потоку біля зазору, а також призводить до зниження ефективності роботи РК. Основні причини цього наступні: потік, що перетікає, втрачає енергію (зростає його ентропія) через в'язкі ефекти та перемішування при проходженні через зазор. Далі, коли цей

потік утворює вихор на стороні розрідження лопатки і змішується з основним потоком, це спричиняє ще більше зростання ентропії і, відповідно, додаткові втрати.

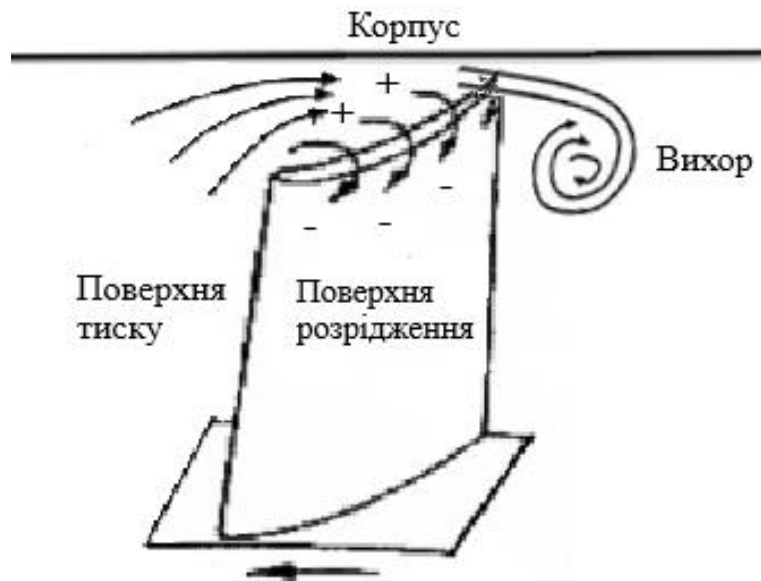


Рис.1 – Радіальний зазор

Величина втрат у радіальному зазорі залежить від його відносного розміру і перепаду тиску між поверхнями тиску і розрідження лопатки. Як правило, збільшення радіального зазору на 1% відносно висоти лопатки може призвести до зниження ефективності роботи РК на 2–3%. Це особливо критично для останніх ступенів багатоступеневих осевих компресорів, де радіальні зазори є відносно великими.

Для дослідження радіального зазору у програмі ANSYS використана 3D модель робочого колеса першого ступеня компресора високого тиску, побудована у програмі Siemens NX.

Перед початком розрахунку у програмі TurboGrid була побудована розрахункова сітка. Для мінімізації похибки розрахунків і економії часу була прийнята кількість вузлів, що дорівнює 250000. У препроцесорі CFX була обрана модель турбулентності Shear Stress Transport, яка є популярною двопараметричною моделлю турбулентності, що широко використовується в чисельному моделюванні течій для розрахунку турбулентних потоків.

Радіальний зазор Δr враховувався відносно висоти лопатки РК в діапазоні від 0,5 до 4,5 %.

В результаті розрахунків для різних величин радіального зазору отримано ступінь підвищення повного тиску в РК $\pi_{\text{рк}}^*$ і ККД робочого колеса за параметрами загальмованого потоку $\eta_{\text{рк}}^*$, які зведено у таблицю 1.

На рисунках 2-4 представлені лінії току в робочому колесі поблизу периферії лопатки для різних величин радіального зазору (від 0,5% до 4,5% від висоти лопатки). З результатів чисельного моделювання течії видно, що в області радіального зазору утворюється вихор. Зі збільшенням зазору спостерігається інтенсивне зростання вихорів у міжлопатевому просторі, що супроводжується підвищенням турбулентності та втрат енергії. Це свідчить про зниження аеродинамічної ефективності робочого колеса компресора за умов збільшення зазору.



Таблиця 1 – Параметри робочого колеса компресора

Радіальний зазор Δr , %	π_{pk}^*	η_{pk}^*
0,5	1,380	0,907
1	1,374	0,901
1,5	1,367	0,896
2,5	1,362	0,892
3,5	1,359	0,890
4,5	1,358	0,889

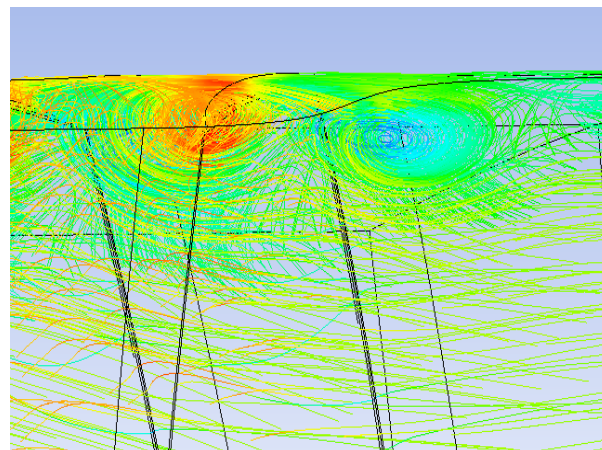
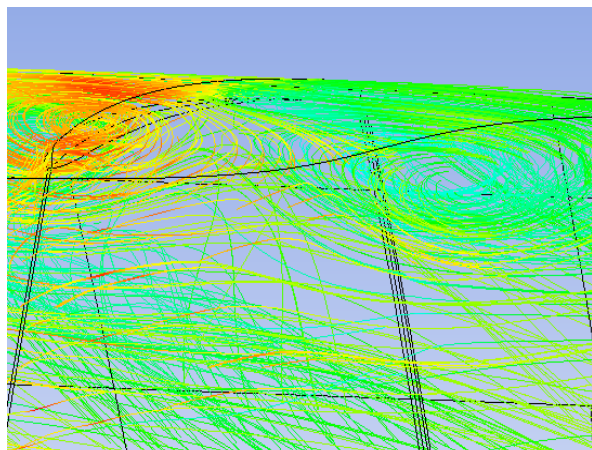


Рис.2 – Радіальний зазор 0,5% і 1%

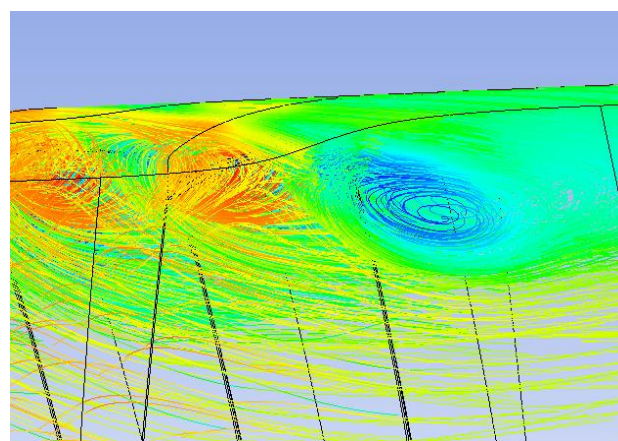
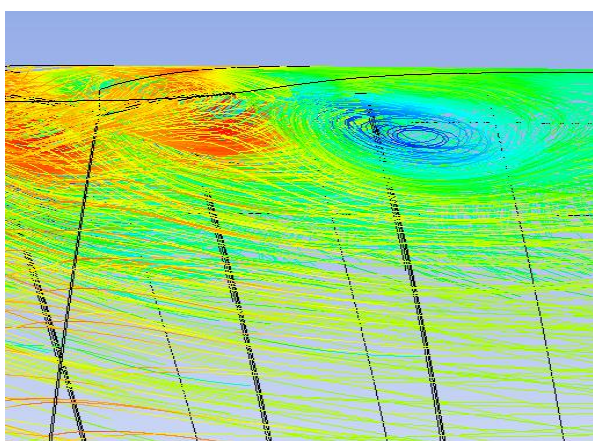


Рис.3 – Радіальний зазор 1,5% і 2,5%

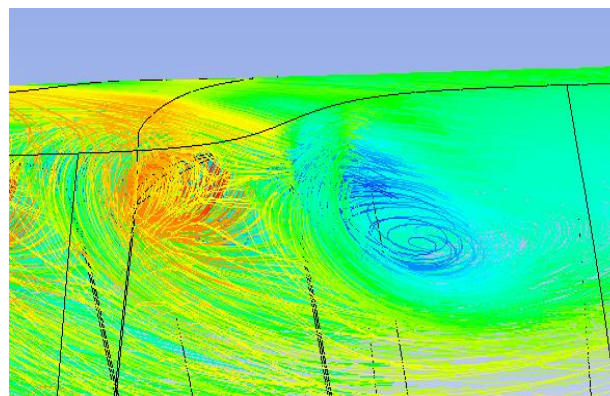
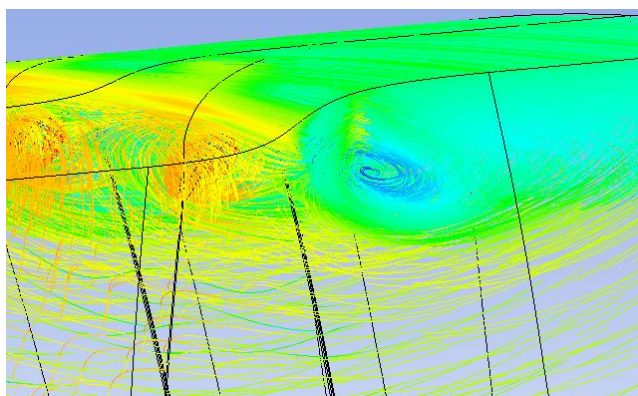


Рис.4 – Радіальний зазор 3,5% і 4,5%



Графік зміни досліджених параметрів РК від величини радіального зазору представлено на рисунках 5 і 6.

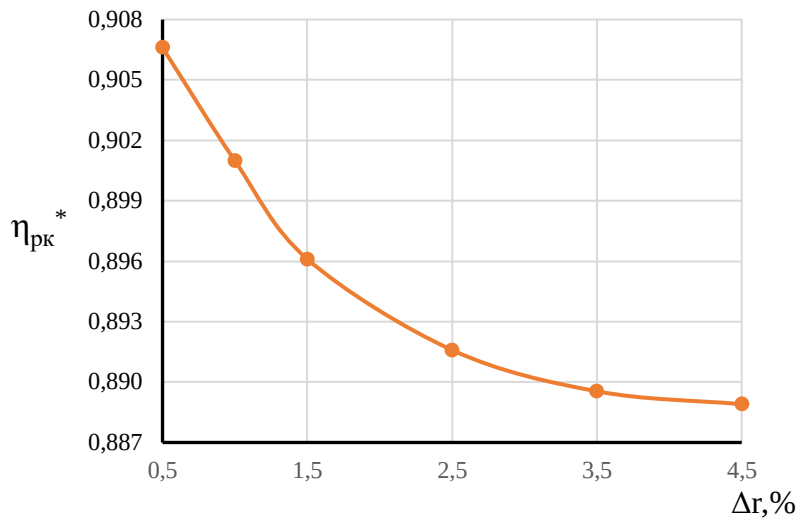


Рис. 5 – Графік залежності $\eta_{рк}^*$ від величини зазору

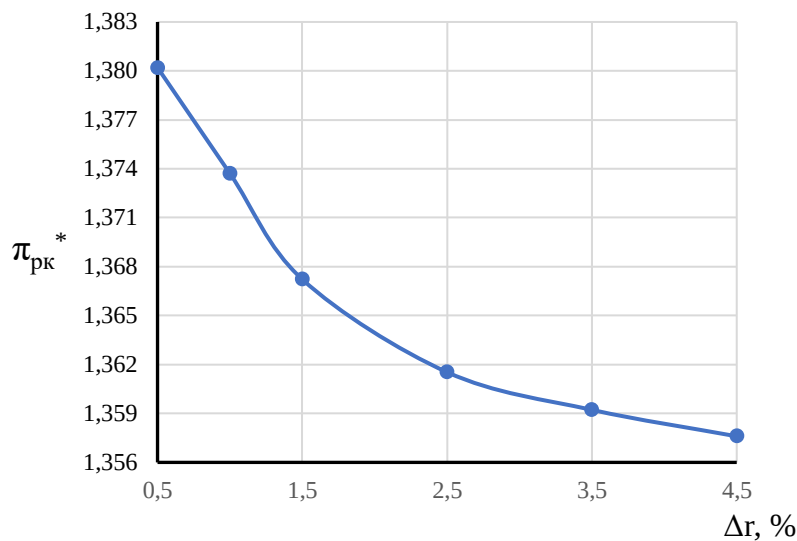


Рис. 6 – Графік залежності $\pi_{рк}^*$ від величини зазору

Таким чином, можна побачити з результатів моделювання, що найбільша ефективність роботи РК компресора спостерігається при найменшій величині радіального зазору. Але потрібно враховувати радіальну деформацію лопаток робочого колеса під дією газових і відцентрових навантажень, яка при замалому зазорі може призвести до контакту лопаток РК з корпусом компресора під час його роботи і їх поломки.

Тому вибір величини радіального зазору з урахуванням всіх факторів, які впливають на його величину, є важливою задачею у процесі проектування та експлуатації осьових компресорів ГТУ. Надроторні конструктивні заходи, які дозволяють контролювати зазор в умовах зміни навантаження на різних режимах роботи, мають велике значення для підвищення надійності та довговічності установок.



ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВОВАЛЬНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА

С. А. Бойко, О. В. Кіслов

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

У силових установках можна виокремити не лише типові елементи (функціональні елементи), але й типові групи таких елементів – функціональні модулі. Ці модулі, як і функціональні елементи, мають характеристики, що зображуються у вигляді критеріальних залежностей. Ці характеристики залишаються незмінними при застосуванні функціональних модулів в ГТД різних схем.

Найважливішими функціональними модулями ГТД є газогенератори. Газогенератори можуть бути одновальними та двовальними. Одновальний газогенератор (ГГ) складається з компресора високого тиску (КВТ), камери згоряння, турбіни високого тиску (ТВТ), а двовальний газогенератор (ГГ2) включає ГГ та турбокомпресор низького тиску (рис.1).

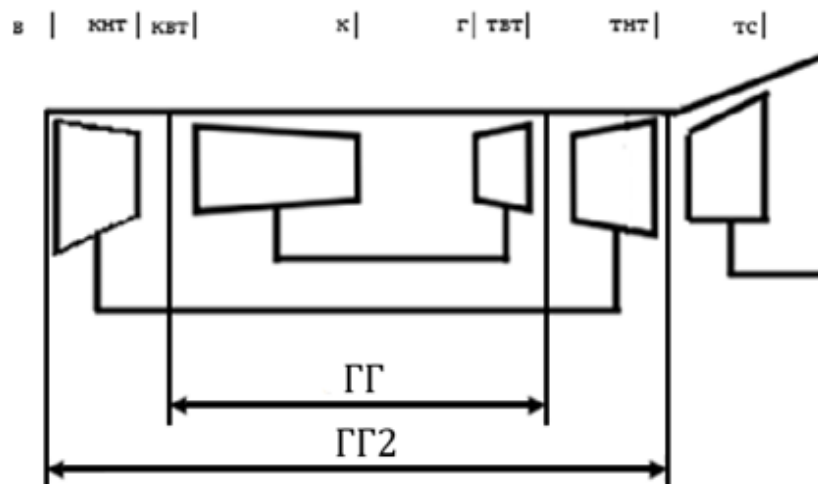


Рис.1 - Газогенератори ГТД

Незмінність характеристик функціональних модулів при їх використанні в ГТД різних схем робить зручним конвертування. Один і той же двовальний газогенератор може бути використаний для створення ТРД(Ф), ТРДД, або турбовального ГТД з силовою турбіною.

Оскільки характеристики – це залежності основних параметрів, що характеризують ефективність роботи функціонального модуля, від параметрів, які задають режим його роботи, то треба ввести параметри ефективності роботи ГГ2 та параметри режиму ГГ2.

Параметрами ефективності роботи ГГ2 є:

- ступінь підвищення тиску ГГ2 – $\pi_{ГГ2}^* = \frac{P_{ТНТ}^*}{P_B^*}$;
- ступінь підвищення температури ГГ2 – $\tau_{ГГ2}^* = \frac{T_{ТНТ}^*}{T_B^*}$;
- приведена витрата палива – $G_{т пр ГГ2} = G_t \cdot \frac{P_{в пр}^*}{P_B^*} \sqrt{\frac{T_{в пр}^*}{T_B^*}}$;



$$\text{- приведена витрату повітря} - G_{в пр ГГ 2} = G_{в} \cdot \frac{p_{в пр}^*}{p_{в}^*} \sqrt{\frac{T_{в}^*}{T_{в пр}^*}};$$

-співвідношення приведених частот обертання роторів, яке доцільно характеризувати величиною ковзання роторів – $S = \frac{n_{в}}{n_{н}}$.

Параметрами, які задають режим роботи ГГ2, являються $\pi_{т ГГ 2}^*$ та приведена частота обертання одного з роторів ГГ2.

Двовальний газогенератор ГГ2 разом з сопловим апаратом силової турбіни є двовальним ТРД з нерегульованим соплом. Для такого ГГ2 $\pi_{т ГГ 2}^* = \text{const}$ і тоді всі безрозмірні комплекси будуть залежати тільки від одного безрозмірного параметра. Зручно представляти характеристики ГГ2 в залежності від приведеної частоти обертання ротора низького тиску:

$$n_{н пр} = n_{н} \cdot \sqrt{\frac{T_{в пр}^*}{T_{в}^*}}.$$

Тоді характеристики ГГ2 можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned} \pi_{ГГ 2}^* &= f_1(n_{н пр}); \\ \tau_{ГГ 2}^* &= f_2(n_{н пр}); \\ G_{т пр ГГ 2} &= f_3(n_{н пр}); \\ G_{в пр ГГ 2} &= f_4(n_{н пр}); \\ S &= f_5(n_{н пр}). \end{aligned} \quad (1)$$

Характеристики ГГ2 визначені шляхом обробки результатів математичного моделювання турбовального ГТД, спроектованого у дипломному проєкті бакалавра. Для цього використовувалися результати чисельного розрахунку дросельної характеристики ГТД.

На рис. 2 представлені робочі лінії на характеристиках компресорів високого і низького тисків турбовального ГТД.

Для визначення $\pi_{ГГ 2}^*$ і $\tau_{ГГ 2}^*$ використовувалися характеристики одновального ГГ у вигляді $\pi_{ГГ}^* = f_1(n_{в пр})$ і $\tau_{ГГ}^* = f_2(n_{в пр})$. Розрахунок здійснювався за формулами:

$$\begin{aligned} \pi_{ГГ 2}^* &= \pi_{ГГ}^* \cdot \frac{\pi_{КНТ}^*}{\pi_{ТНТ}^*}; \\ \tau_{ГГ 2}^* &= \tau_{ГГ}^* \cdot \frac{\tau_{КНТ}^*}{\tau_{ТНТ}^*}; \end{aligned}$$



Характеристики ГГ2 показані на рис. 3 і 4.

Характеристики ГГ2 можуть бути одержані не лише розрахунковим шляхом, але і експериментально. Наявність експериментальних характеристик ГГ2, які одержані при випробуванні ГГ2 у складі двигуна-прототипу, значно спрощує процес проектування нових ГТД на основі цього ГГ2. Крім цього, це підвищує достовірність і точність розрахунку параметрів двигуна та його характеристик.

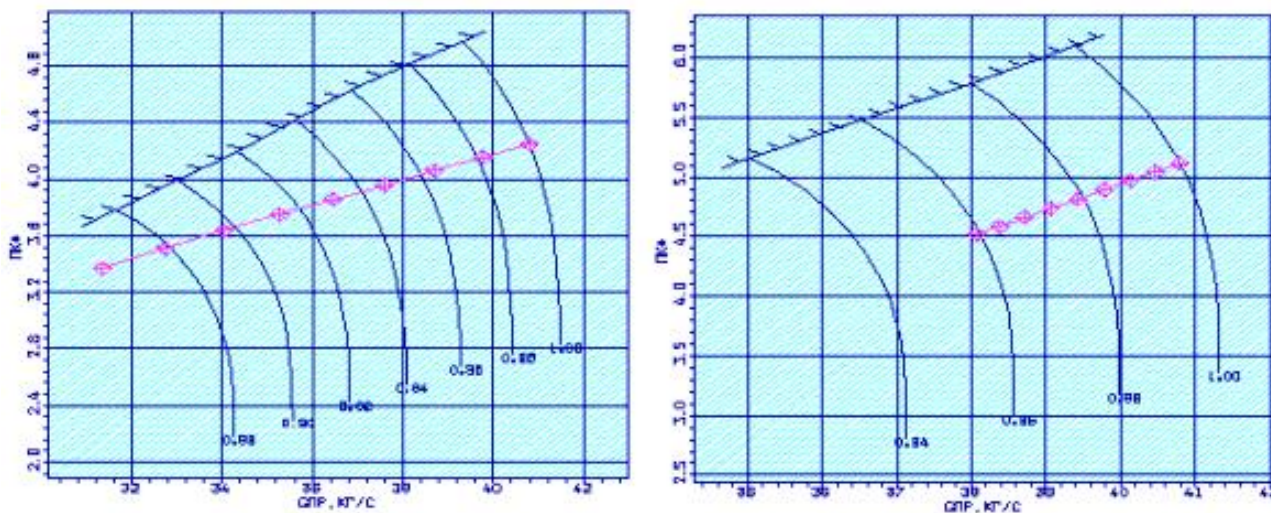


Рис. 2 – Робочі лінії на характеристиках компресорів високого і низького тисків турбовального ГТД

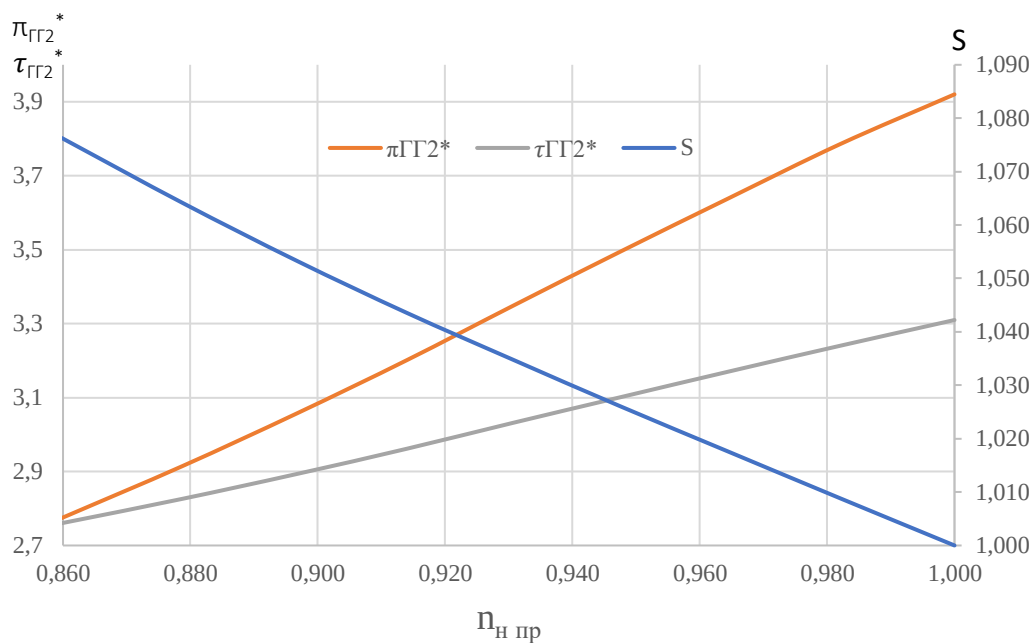


Рис.3 – Характеристики газогенератора $\pi_{ГГ2}^* = f_1(n_{н пр})$, $\tau_{ГГ2}^* = f_1(n_{н пр})$, $S = f_5(n_{н пр})$.

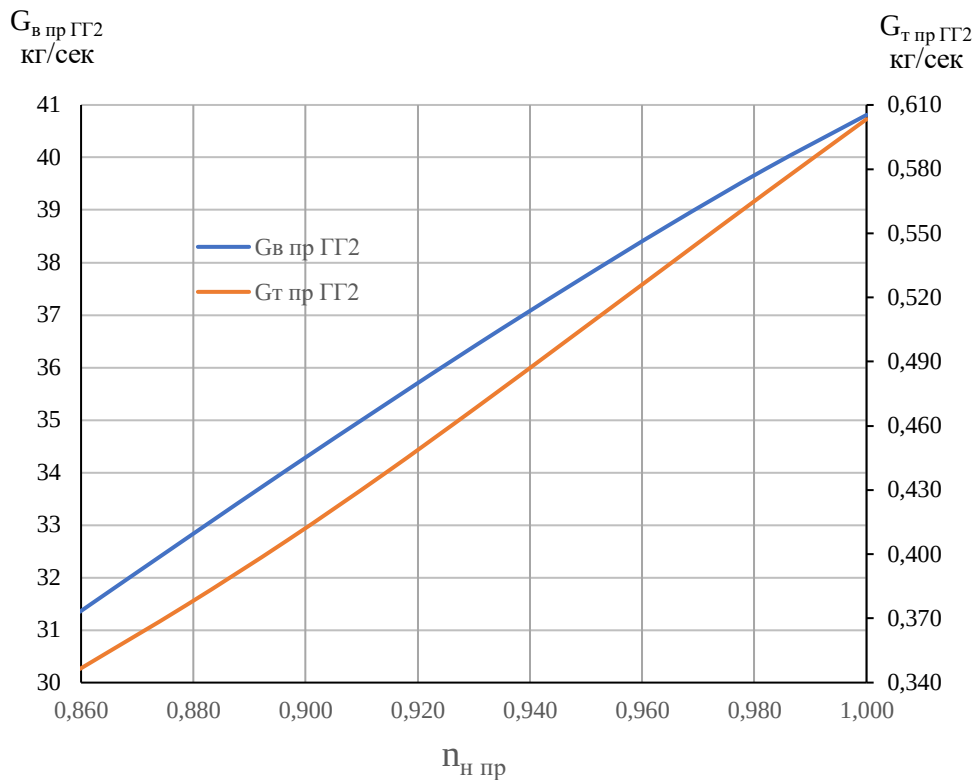


Рис.4 – Характеристики газогенератора $G_{т пр ГГ2} = f_3(n_{н пр})$ та $G_{в пр ГГ2} = f_4(n_{н пр})$

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСЗВУКОВОЇ ТЕЧІЇ У КОМПРЕСОРНІЙ РЕШІТЦІ ПРОФІЛІВ

С. А. Бойко, Н. В. Піжанкова, К. В. Рябчук

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Дослідження трансзвукового обтікання компресорних решіток профілів є актуальною проблемою при проектуванні сучасних газотурбінних двигунів. Особливості обтікання профілів на надкритичних режимах характеризуються виникненням локальних надзвукових зон, стрибків ущільнення та можливих відривів потоку, що призводить до зниження ефективності ступеня компресора.

У даній роботі проведено чисельне дослідження середнього перерізу спрямного апарата вентилятора сучасного авіаційного двоконтурного двигуна. Особливостями обтікання досліджуваного профілю є високі (надкритичні) швидкості потоку та великий (понад 45°) кут повороту потоку в решітці $\Delta\beta$ на «розрахунковому» режимі.

Моделювання трансзвукової течії в плоских компресорних решітках профілів виконано на основі методу розрахунку [1, 2], який базується на використанні уявлення Л. Прандтля про умовний поділ потоку на дві підобласті: нев'язке ядро потоку та примежовий шар. Для розв'язування задачі обтікання плоскої решітки профілів використано чисельний метод великих частинок [3]. Основна система рівнянь Ейлера, записана в дивергентній формі, для розв'язування задачі використано розщеплення за фізичними процесами на три етапи: ейлерів етап,



лагранжев етап та заключний етап. Для опису форми досліджуваних профілів використано апарат дробових комірок. Область інтегрування для випадку рівномірної декартової сітки представлена на рис. 1.

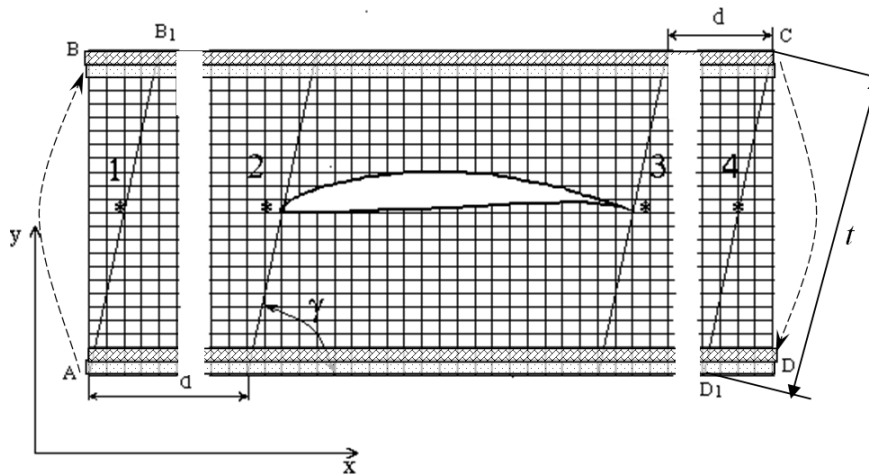


Рис. 1 – Розрахункова область

Граничні умови на профілі задаються як умови непротікання. Вздовж бічних меж розрахункової області задаються умови періодичності. На вході при дозвуковій швидкості задаються постійними в часі значення повної ентальпії, ентродійної функції та напрямку незбуреного потоку. А на виході – відношення статичних тисків $P_2/P_1 = \text{const}$.

У решітці профілів, що досліджується, розрахунок течії здійснено на режимі $M_{1p} = 0.81$, $i_p = +4$ град ($\alpha_{1r} = 47.15$ град від фронту решітки) для різних сіток: 12, 22, 32, 42, 52 комірок на профілі за допомогою програми *CASCADE-SolvM.exe*. Було задано кількість ітерацій 12000 і забезпечено вихід на режим за числом Маха M_1 . Результати показали, що оптимальною є сітка з 32 комірками на профілі, яка забезпечує достатню точність опису розподілу чисел Маха вздовж хорди профілю при прийнятних затратах обчислювальних ресурсів. Аналіз збіжності розв'язку показав, що для досягнення стаціонарного рішення достатньо 6000 ітерацій. При цій кількості ітерацій число Маха на вході стабілізується до заданого значення $M_1 = 0.81$, а похибка розрахунку наближається до нуля.

Спочатку виконано розрахунки течії при різних значеннях числа M_1 (від 0.7 до 0.95) при фіксованому куті натікання $i = +4$ град, результати розрахунку коефіцієнтів втрат (тертя, хвильових та сумарних) для цих режимів наведено в таблиці 1. Визначено критичне число Маха $M_{1kp} = 0.7538$, після якого з'являються хвильові втрати (рис. 2).

Таблиця 1 – Результати розрахунку коефіцієнтів втрат у решітці профілів при різних значеннях числа M_1 ($i = +4$ град)

M_1	$M_{1min} = 0,7$	0,75	$M_{1kp} = 0,7538$	0,81	0,85	0,9	$M_{1max} = 0,95$
ζ_{Σ}	0,00967	0,01001	0,01006	0,01783	0,02148	0,02329	0,02702
$\zeta_{\text{хвил}}$	0	0	0	0,00728	0,01243	0,01816	0,02197
$\zeta_{\text{тер}}$	0,00857	0,00888	0,00893	0,00928	0,00765	0,00343	0,00285

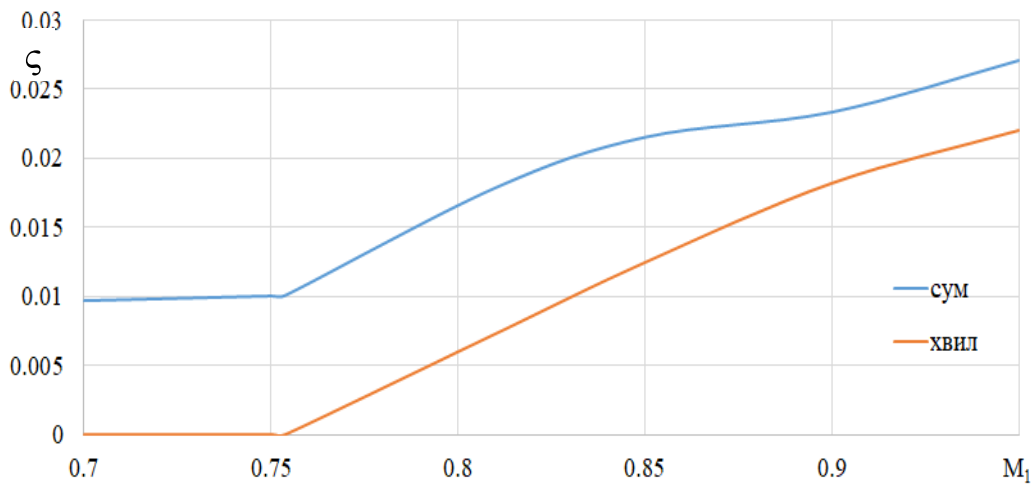


Рис. 2 – Залежність втрат від числа M_1

При $M_1 = 0.81$ на поверхні розрідження профілю місцеве число Маха досягає значення 1.25, а хвильові втрати становлять 25.5% від сумарних втрат. При подальшому збільшенні числа Маха до $M_1 = 0.95$ відбувається різке зростання хвильових втрат через виникнення чітко вираженого стрибка ущільнення (рис.3).

Проведено розрахунки течії при фіксованому числі Маха $M_1 = 0.81$ та кутах натікання в діапазоні від -2 до $+8$ град, результати розрахунку коефіцієнтів втрат для цих режимів наведено в таблиці 2.

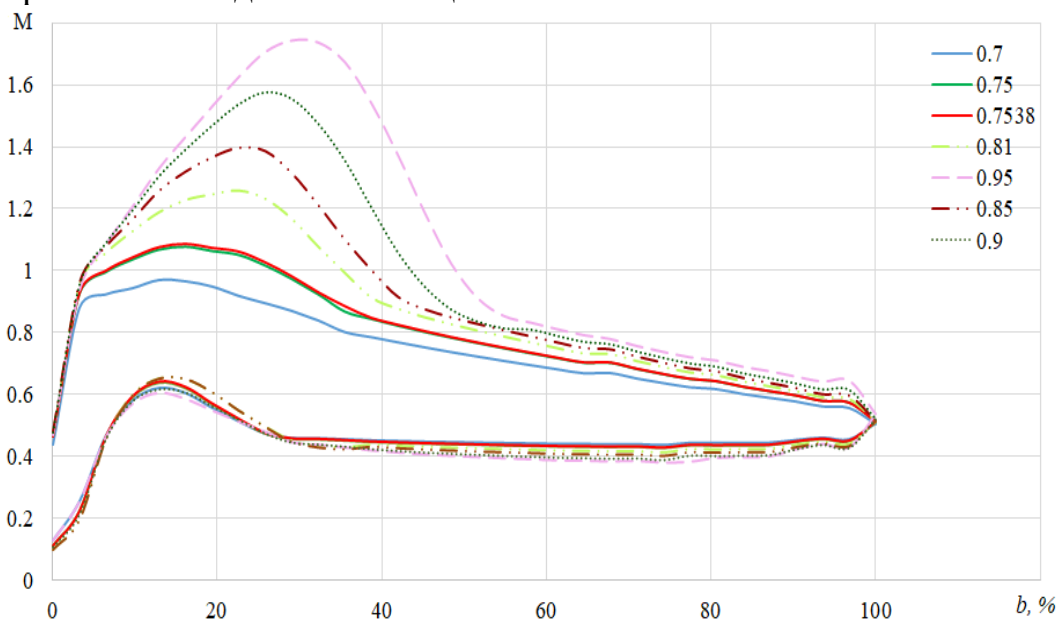


Рис. 3 – Розподіл чисел Маха потоку вздовж хорди профілю при фіксованому куті натікання при різних M_1

Таблиця 2 – Результати розрахунку коефіцієнтів втрат у решітці профілів при різних значеннях кута натікання ($M_1 = 0.81$)

i , град	$i_{\min} = -2$	0	+2	+4	+6	$i_{\max} = +8$
ζ_{Σ}	0,01327	0,01395	0,01644	0,01783	0,01976	0,02411
$\zeta_{\text{хвил}}$	0,00252	0,00332	0,00581	0,00728	0,00933	0,01397
$\zeta_{\text{тер}}$	0,00999	0,00977	0,00961	0,00928	0,00883	0,00800



Встановлено, що зі збільшенням кута натікання відбувається зростання сумарних втрат, головним чином, за рахунок хвильової складової, тоді як втрати на тертя дещо зменшуються. При куті натікання $i = +8$ град сумарні втрати досягають значення 0,02411, що в 1,82 рази більше, ніж при куті $i = -2$ град (0,01327). Аналіз розподілу чисел Маха показує, що при великих позитивних кутах натікання спостерігається зрив потоку з поверхні розрідження профілю, що також призводить до зниження ефективності решітки профілів (рис. 4).

З проведеного дослідження встановлено, що розглянутий профіль не є пристосований для роботи на заданому режимі при $M_1 = 0,81$ і куті натікання $i = +4$ град, оскільки на цьому режимі відбувається погіршення аеродинамічних характеристик решітки через збільшення хвильових втрат та відриву течії від профілю.

Отримані результати можуть бути використані для модернізації геометричних параметрів решітки з метою покращення її характеристик на режимах обтікання з великими значеннями числа Маха та кута натікання.

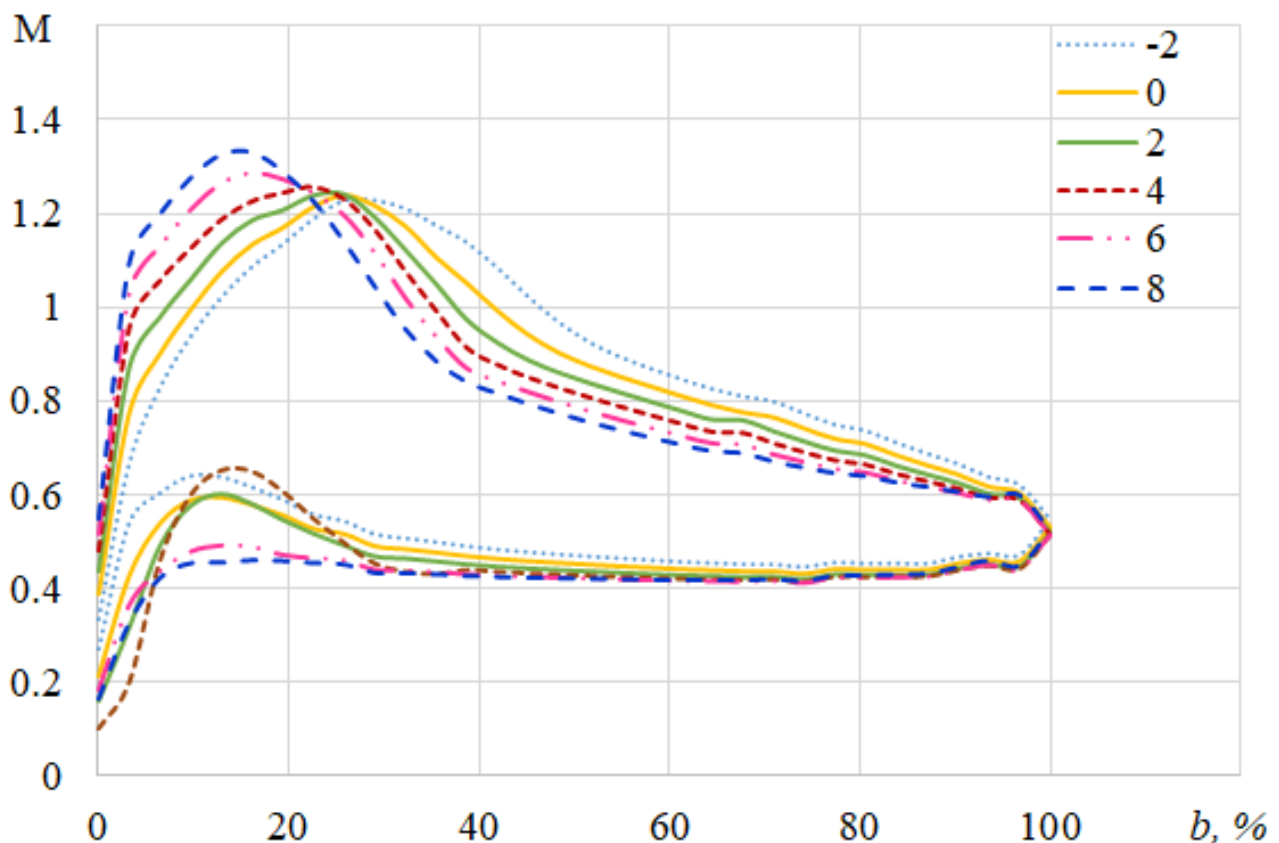


Рис. 4 – Розподіл чисел Маха потоку вздовж хорди профілю при фіксованому числі Маха на вході та різних кутах натікання

Перелік посилань

1. Бойко, Л. Г. Розрахунок до-, транс- і надзвукової течії у компресорних решітках профілів. Проектування компресорних решіток за допомогою числових методів [Текст] : навч. посіб. / Л. Г. Бойко, О. Є. Дьомін, Н. В. Піжанкова. – Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2023. – 67 с.
2. Комплекс программ для расчета двумерного невязкого трансзвукового течения в



- решетках осевых компрессорных ступеней [Текст] / Л. Г. Бойко, В. Н. Ершов, Д. В. Калямин, А. Е. Демин // Изв. вузов. Машиностроение. – 1991. – № 3. – С. 38 – 42.
3. Белоцерковский, О. М. Метод крупных частиц в газовой динамике [Текст] / О. М. Белоцерковский, Ю. М. Давыдов. – М. Наука, 1982. – 392 с.

ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЦІ ОБЛАСТІ СТІЙКОЇ РОБОТИ БАГАТОСТУПЕНЕВОГО ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА ЗА ДОПОМОГОЮ НАПІВЕМПІРИЧНОГО КРИТЕРІЯ

С. А. Бойко, Н. В. Піжанкова, К. В. Рябчук

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Серед існуючих методів визначення межі сталої роботи турбомашин виділяють два основні підходи: чисельне моделювання та експериментально-статистичний аналіз.

Перший підхід базується на використанні 3D-моделей в'язких течій із розв'язанням рівнянь Нав'є–Стокса методом скінченних різниць. Хоча такий метод широко застосовується у спеціалізованих програмних комплексах, він має суттєві недоліки. Зокрема, складність адекватного вибору турбулентної моделі та вплив «схемної» в'язкості, яка виникає внаслідок чисельної реалізації рівнянь, можуть призводити до значних похибок у визначенні межі стійкості.

Другий підхід ґрунтується на результатах численних експериментів із подальшою статистичною обробкою даних. Він дозволяє визначити граничну ступінь дифузорності течії та аеродинамічне навантаження, при якому ще зберігається стійка робота елементів компресора.

Таким чином, експериментально-статистичний підхід часто є надійнішим для практичного визначення межі сталої роботи осьових компресорів.

У даний час існує достатня кількість напівемпіричних критеріїв для визначення межі стійкості. Широке практичне застосування знайшов критерій під назвою степінь еквівалентної дифузорності, запропонований С. Лібляйном [1].

Залежності для цього критерія були отримані на підставі узагальнення експериментальних досліджень решітки профілів, що обтікалися під різними кутами натікання в діапазоні режимів від мінімальних втрат до значних позитивних кутів. Він визначається як

$$D_{eq} = \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} \left[1,12 + a(\Delta i)^{1,43} + 0,61 \frac{\sin^2 \beta_1}{b/t} (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2) \right] \quad (1)$$

де: $\Delta i = i - i_{\min}$,

$i_{\min} = 4,5 - 30/b \cdot t \cdot (1,81 - 4\bar{\chi}_f^2)$, який відповідає режиму мінімальних втрат решітки профілів

$a = 0,0117$ для профілів НАСА-65

$a = 0,007$ для профілів типу С4 з середньою лінією у вигляді частини кола

$\bar{\chi}_f = \chi_f/b$, відносна координата максимального прогину середньої лінії.



Емпіричні дані, на яких заснована залежність Лібляйна, свідчать, що різке зростання товщини імпульсних втрат у примежевому шарі, а відповідно і його відрив, починається при значеннях $D_{eq} = 1,6$.

Об'єктом дослідження є 12-ти ступеневий осьовий дозвуковий компресор.

На рисунку 1 представлена характеристика досліджуваного компресора, границя стійкої роботи (ГСР) отримана експериментальним методом, розрахункова точка дослідження і лінія робочого режиму (ЛРР), яка зіставлена з результатами розрахунку за допомогою аналізу двовірної вісесиметричної течії [2].

На основі результатів розрахунку газодинамічних параметрів компресора у розрахунковій точці дослідження ($\pi_k^* = 10,861$, $G_B = 8,736$ кг/с), а також геометричних параметрів, визначених на середньому радіусі, отримано значення еквівалентного ступеня дифузорності за Лібляйном.

На рисунку 2 представлено графік зміни ступеня еквівалентної дифузорності за номерами ступенів — окремо для робочих коліс та направляючих апаратів.

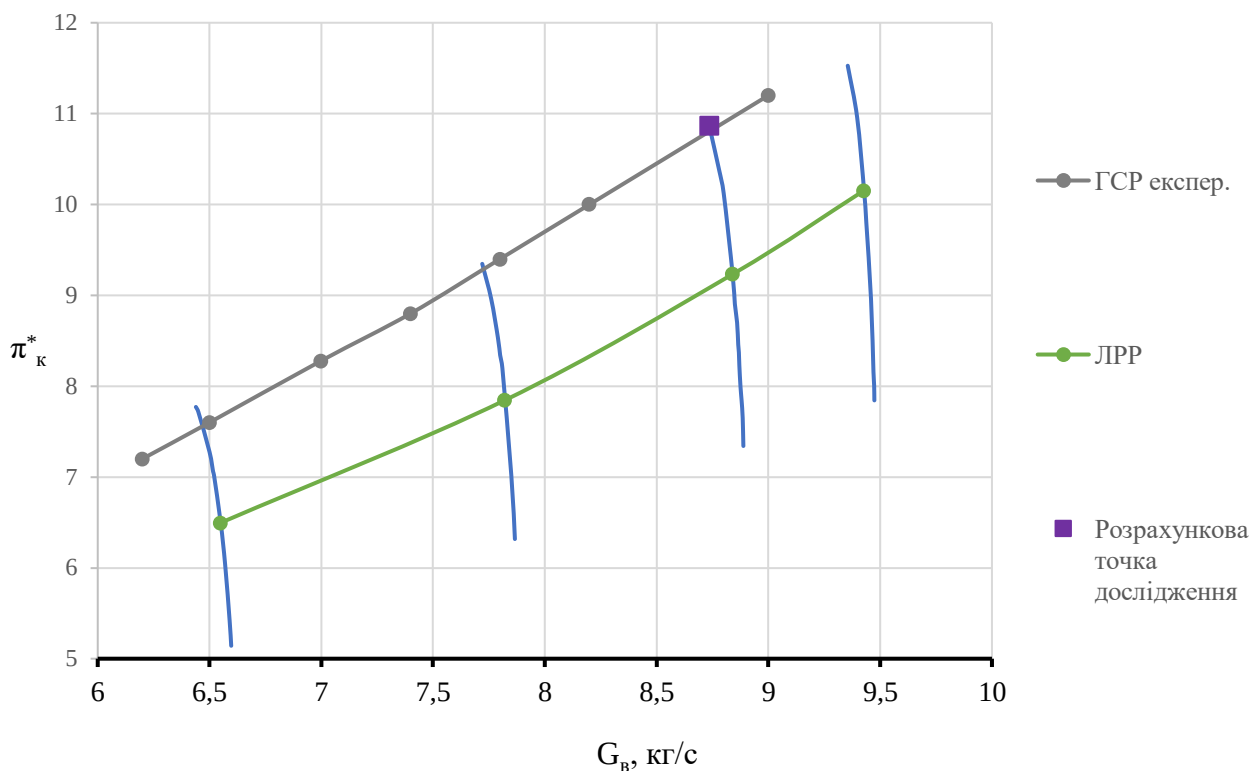


Рис. 1 – Характеристика досліджуваного компресора

Степінь еквівалентної дифузорності у даному випадку використано для прогнозування появи нестійких режимів роботи компресора. Перевищення його граничного значення дає підстави припускати наявність порушення стійкості потоку. Згідно з рисунками 2 і 3, спостерігається перевищення критерію на другому ступені, що дозволяє визначити його як той, який знаходиться в умовах нестійкої роботи, і може бути причиною втрати стійкості компресора в цілому. Отримане експериментальним шляхом положення границі стійкої роботи добре збігається з розрахунковими даними, що підтверджує доцільність застосування цього критерію для аналізу режимів роботи компресора.

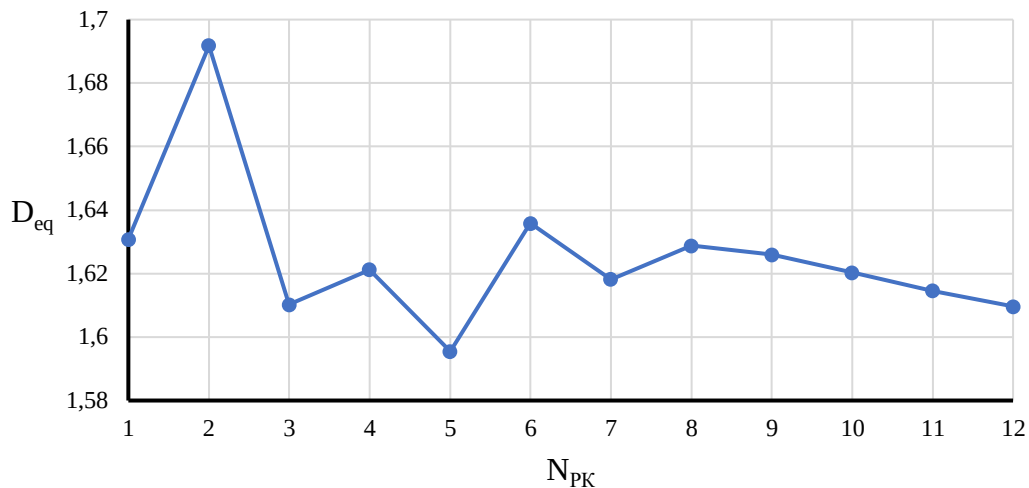


Рис. 2 - Зміна значень степеня еквівалентної дифузортності від номеру робочого колеса компресора

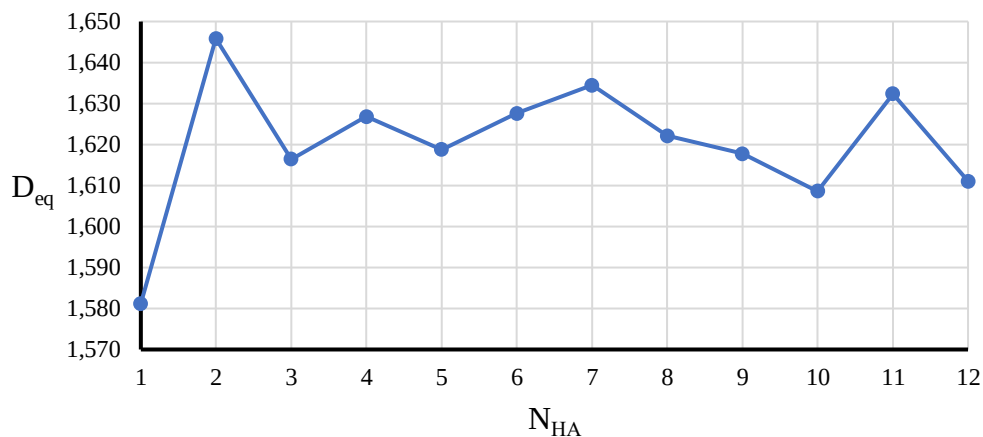


Рис. 3 - Зміна значень степеня еквівалентної дифузортності від номеру направляючого апарату компресора

Перелік посилань

1. Lieblein S. SP 36-Aerodynamic Design Axial Flow Compressor [Text] / S. Lieblein // NASA. – 1965. - p. 183-244.
2. Комплекс Програм «PROK» Свідоцтво про реєстрацію права на твір №107195 від 11.08.21.

ФОРСУВАННЯ ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГУНА ГЕЛІКОПТЕРА УПОРСКУВАННЯМ ВОДИ У КАМЕРУ ЗГОРЯННЯ

Є. Р. Галетинко, О. Д. Дегтярьов, К. В. Фесенко, М. В. Кононенко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Залежність корисного навантаження від потужності двигуна гелікоптера є ключовим параметром, що визначає ефективність роботи гелікоптера. Ця залежність базується на ряді аеродинамічних, конструктивних і експлуатаційних



факторів. Потужність двигуна визначає, скільки енергії може бути використано для створення підйомної сили. Чим вища потужність, тим більше корисне навантаження може піднімати гелікоптер.

Максимальне корисне навантаження обмежене сумарною потужністю двигунів, яка повинна компенсувати масу самого гелікоптеру, палива, екіпажу, і власне корисного вантажу. Частина потужності двигуна витрачається на обертання хвостового гвинта (для компенсації реактивного моменту) і на подолання опору конструкції.

При роботі гелікоптерів на висотних аеродромах, особливо в гірських районах, зліт гелікоптера обмежується зменшенням потужності його газотурбінного двигуна (ГТД) через розрідженість атмосфери, а також необхідністю збільшити потужність двигуна через зростання потреби в потужності для повітряного гвинта гелікоптера. Це значною мірою обмежує вантажопідйомність гелікоптера на великих висотах або вимагає застосування набору швидкості гелікоптера безпосередньо перед відривом від землі.

Проведено розрахункове дослідження процесу форсування турбовального двигуна гелікоптера упорскуванням води у камеру згоряння з метою збільшення його потужності на злітному режимі при його експлуатації на висотних аеродромах.

Спочатку побудовано висотну характеристику нефорсованого турбовального двигуна, яка відображає залежність основних параметрів роботи двигуна від висоти польоту. Ця характеристика дозволяє оцінити поведінку двигуна в умовах розрідженого повітря, зменшення температури та інших факторів, що змінюються з висотою.

З отриманої залежності потужності двигуна від геометричної висоти (рис. 1) зрозуміло, що на великих висотах її не буде вистачати для того, щоб гелікоптер зміг підняти максимальне корисне навантаження. Можуть бути й випадки, коли гелікоптер не зможе злетіти навіть без корисного навантаження. Тому потрібно короткочасно збільшувати потужність для забезпечення злету гелікоптера з корисним навантаженням на великих висотах.

Для форсування двигуна запропоновано забезпечити впорскування води в камеру згоряння ГТД. Такі види форсування застосовуються для наземних ГТД, включаючи цикл STIG. Для оцінки можливостей цього виду форсування двигунів застосовано математичну модель, розроблену в Національному аерокосмічному університеті ім. М. Є. Жуковського «ХАІ». Цей метод базується на розв'язанні системи рівнянь нев'язок, що описують двигун. Модель здатна імітувати різну висоту і швидкість польоту. В результаті розрахунків представлене змінення основних параметрів двигуна від висоти польоту і кількості води, яка упорскується в камеру згоряння.

З розрахунку потужності двигуна на різній висоті від витрати води, яка упорскується в камеру згоряння, можна зробити висновок, що можна досягнути максимальної потужності двигуна у 2200 кВт на висоті навіть в 4 км, що позитивно впливатиме на величину корисного навантаження гелікоптера. Так, маса гелікоптера збільшиться за рахунок маси води і маси системи подачі цієї води до камери згоряння, але у відносному значенні приріст маси корисного навантаження



гелікоптера буде все одно більшим. На висоті 5 км неможливо досягнути максимальної потужності двигуна, що означає, що гелікоптер не зможе підняти максимальне корисне навантаження, але з упорскуванням води потужність двигуна можна збільшити з 1426 кВт (без впорскування води) до 1986 кВт (з максимально можливою витратою води), що позитивно вплине на зліт гелікоптера на такій великій висоті навіть з меншим корисним навантаженням.

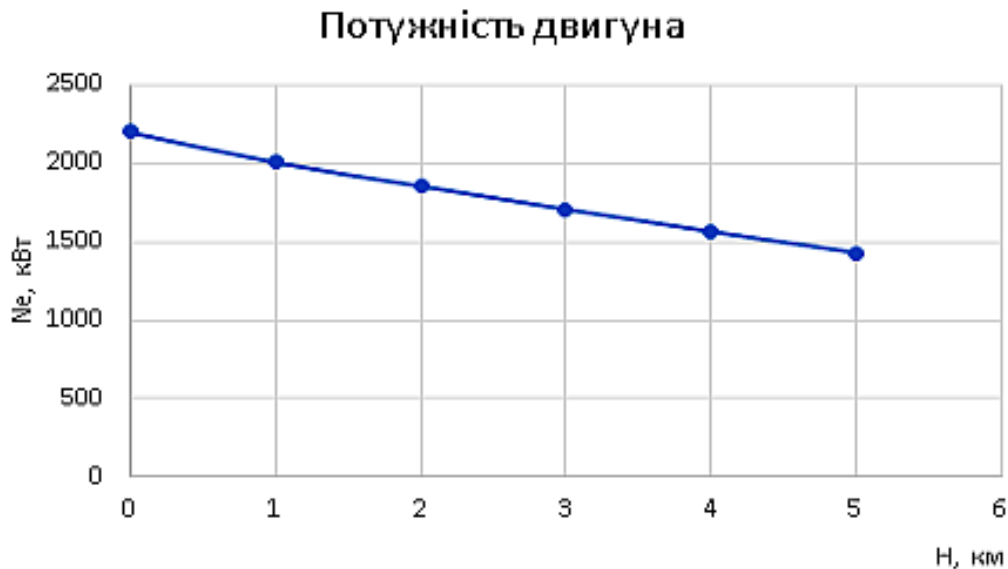


Рис. 1 – Залежність потужності двигуна від геометричної висоти

Хоча зі збільшенням висоти витрата палива знижується, вона починає зростати з упорскуванням води в камеру згоряння (рис. 3). Про це також потрібно пам'ятати при розрахунку маси гелікоптера і його корисного навантаження. Потрібно мати на борту більший запас палива при зльоті гелікоптера на великих висотах. Це також зменшить величину корисного навантаження гелікоптера.

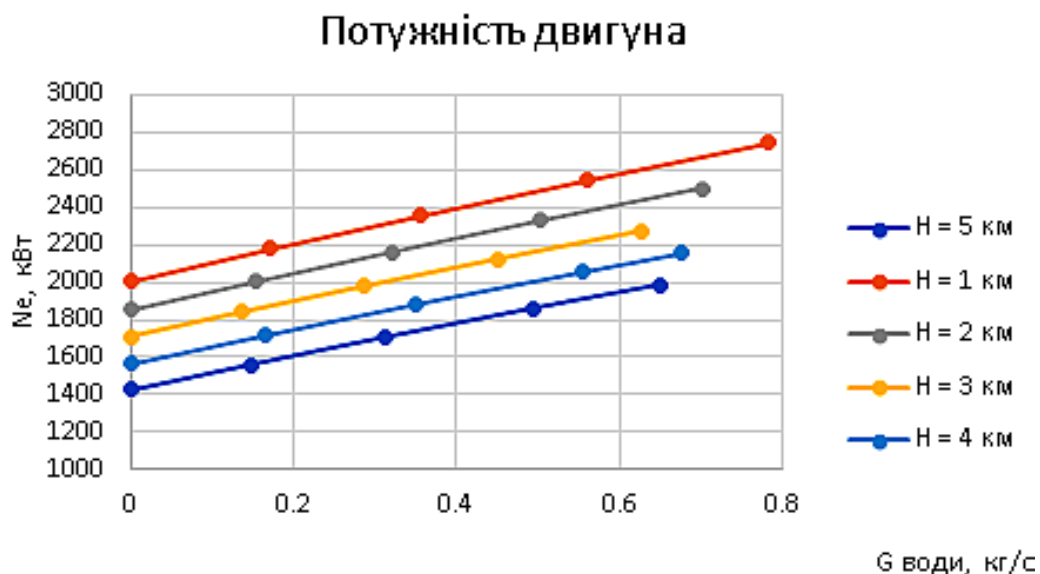


Рис. 2 – Залежність потужності двигуна на різній висоті від витрати води, яка упорскується в камеру згоряння

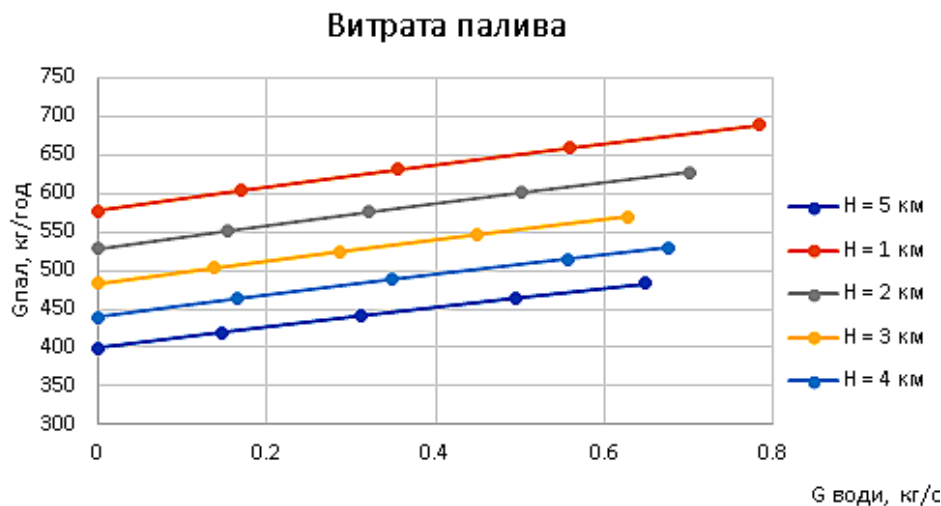


Рис. 3 – Залежність витрати палива двигуна на різній висоті від витрати води, яка упорскується в камеру згоряння

Важливо мати достатній запас стійкості компресора. На максимальному режимі на висоті $H = 0$ км він становить 0,22. Зі збільшенням висоти цей параметр зменшується, а з упорскуванням води в камеру згоряння двигуна запас стійкої роботи ще більше знижується (рис. 4). Робота двигуна на режимах з малим запасом стійкої роботи компресора може призвести до появи обертового зриву в компресорі, а також до помпажу компресора, що може спричинити вихід з ладу всього двигуна.

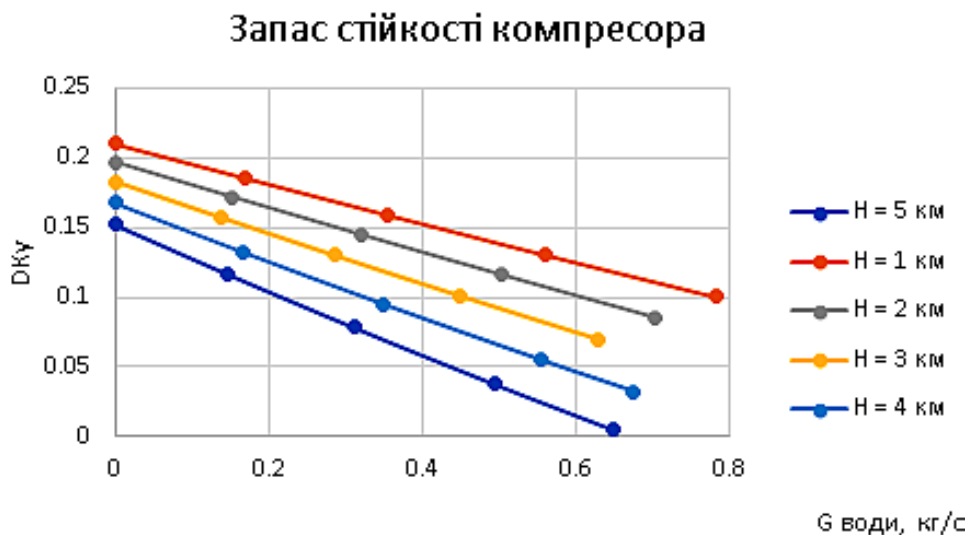


Рис. 4 – Залежність запасу стійкості компресора на різній висоті від витрати води, яка упорскується в камеру згоряння

З результатів проведених розрахунків видно, що застосування води як засобу для форсування двигунів є досить ефективним. При невеликому часі режиму висіння та розгону доступна потужність дозволяє гелікоптеру брати на борт значно більше корисне навантаження. Причому в процесі набору швидкості витрату впорскуваної води можна зменшувати, оскільки необхідна потужність буде знижуватися. Хоча слід зазначити, що з підвищенням висоти витрата води, необхідної для форсування двигуна, значно зростає.

АНАЛІЗ ЧУТЛИВОСТІ ПИТОМОЇ РОБОТИ КОМПРЕСОРА ДО ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ ПОВІТРЯ

К. В. Рябчук, О. В. Кіслов, М. В. Кононенко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Питання змінення питомої роботи компресора L_k^* при зміні повної температури повітря перед компресором T_v^* є важливим, оскільки від цієї залежності залежить змінення потрібної потужності турбіни і закон підведення палива у камері згоряння ГТД.

Відомо [1], що

$$L_k^* = C_p T_v^* \left(\frac{\pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_k^*} \right). \quad (1)$$

Збільшення T_v^* при законі керування ГТД $n = \text{const}$ викликає зміщення робочої точки по робочій лінії на характеристиці компресора вниз і π_k^* зменшується. При цьому змінюється і π_k^* . Оскільки змінення T_v^* і π_k^* відбуваються в протилежних напрямках, то і залежність $L_k^* = f(T_v^*)$ має різний вигляд. В залежності від вигляду $L_k^* = f(T_v^*)$ компресори умовно поділяють на три групи в залежності від розрахункового значення ступеня підвищення тиску у компресорі π_k^* . В низьконапірних компресорах ($\pi_k^* < 6$) L_k^* зменшується при збільшенні T_v^* , в високонапірних компресорах ($\pi_k^* > 6$) – збільшується, а в середньонапірних компресорах ($\pi_k^* \approx 6$) L_k^* змінюється мало. Зазвичай закономірності змінення $L_k^* = f(T_v^*)$ пояснюються розузгодженням ступенів компресора, але це пояснення носить якісний характер.

Метою цієї доповіді є спроба пояснення цього явища та створення математичного апарату для його аналізу.

Рівняння (1) зручно подати у вигляді:

$$\overline{L_k^*} = \frac{L_k^*}{C_p} = T_v^* \left(\frac{\pi_k^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_k^*} \right) = f(T_v^*, \pi_k^*, \eta_k^*). \quad (2)$$

Використовуючи поняття повного диференціала функції

$$dz = \left(\frac{\partial z}{\partial x} \right) dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y} \right) dy + \left(\frac{\partial z}{\partial t} \right) dt, \quad (3)$$

Для рівняння (2) навколо т.0 можна отримати



$$d(\overline{L_k^*}) = \frac{\partial \overline{L_k^*}}{\partial T_B^*} dT_B^* + \frac{\partial \overline{L_k^*}}{\partial \pi_K^*} d\pi_K^* + \frac{\partial \overline{L_k^*}}{\partial \eta_K^*} d\eta_K^*. \quad (4)$$

З рівняння (2) можна знайти часткові похідні:

$$\frac{\partial (\overline{L_k^*})}{\partial T_B^*} = \frac{\pi_{K0}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{K0}^*}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial (\overline{L_k^*})}{\partial \pi_K^*} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{T_{B0}^*}{\eta_{K0}^*} \cdot \pi_{K0}^{*(-\frac{1}{k})} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{T_{B0}^*}{\eta_{K0}^*} \cdot \frac{1}{\pi_{K0}^{*\frac{1}{k}}}, \quad (6)$$

$$\frac{\partial (\overline{L_k^*})}{\partial \eta_K^*} = -T_{B0}^* \left(\frac{\pi_{K0}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{K0}^{*2}} \right). \quad (7)$$

Для зручностей користування рівняння (5) — (7) доцільно представити за допомогою відносних змінних $\overline{T_B^*} = \frac{T_B^*}{T_{B0}^*}$; $\overline{\pi_K^*} = \frac{\pi_K^*}{\pi_{K0}^*}$; $\overline{\eta_K^*} = \frac{\eta_K^*}{\eta_{K0}^*}$.

Очевидно, що

$$d\overline{T_B^*} = \frac{dT_B^*}{T_{B0}^*}; d\overline{\pi_K^*} = \frac{d\pi_K^*}{\pi_{K0}^*}; d\overline{\eta_K^*} = \frac{d\eta_K^*}{\eta_{K0}^*}. \quad (8)$$

З урахуванням (8) рівняння (5)-(7) можна дописати у вигляді:

$$\frac{\partial \overline{L_k^*}}{\partial \overline{T_B^*}} = \overline{T_{B0}^*} \cdot \frac{\pi_{K0}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{K0}^*}; \quad (9)$$

$$\frac{\partial \overline{L_k^*}}{\partial \overline{\pi_K^*}} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\overline{T_{B0}^*}}{\eta_{K0}^*} \cdot \pi_{K0}^{*\frac{k-1}{k}}; \quad (10)$$

$$\frac{\partial \overline{L_k^*}}{\partial \overline{\eta_K^*}} = -\overline{T_{B0}^*} \cdot \frac{\pi_{K0}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{K0}^*}. \quad (11)$$

З рівнянь (9) та (11) випливає, що чутливості $\overline{L_k^*}$ до відносної зміни $\overline{T_B^*}$ і $\overline{\eta_K^*}$ однакові, але мають протилежні знаки. Це є наслідком того, що в рівнянні (2) T_B^*

і η_k^* мають показники ступеня з однаковими модулями, але різними алгебраїчними знаками.

Необхідно відмітити, що чутливості $\bar{L}_k^*$ до різних факторів цілком визначаються параметрами компресора у вихідній точці $(T_{v0}^*, \pi_{k0}^*, \eta_{k0}^*)$. Це робить зручним їх використання і є перевагою.

Однак для оцінки впливу параметрів на $\bar{L}_k^*$ необхідно враховувати не тільки чутливість, а й величину відхилення параметра від його значення в т.0. З урахуванням того, що відносне відхилення $d\eta_k^*$ істотно менше за dT_v^* , то і вплив зміни T_v^* на $\bar{L}_k^*$ сильніший, ніж вплив зміни η_k^* .

Для порівняння чутливості $\bar{L}_k^*$ до зміни T_v^* і π_k^* доцільно розглянути їхнє відношення

$$\frac{\partial \bar{L}_k^*}{\partial T_v^*} / \frac{\partial \bar{L}_k^*}{\partial \pi_k^*} = \frac{\pi_{k0}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{k-1}{k} \cdot \pi_{k0}^{*\frac{k-1}{k}}} . \quad (12)$$

З рівняння (12) видно, що співвідношення чутливостей залежить від π_{k0}^* . Цю залежність показано на рис.1.

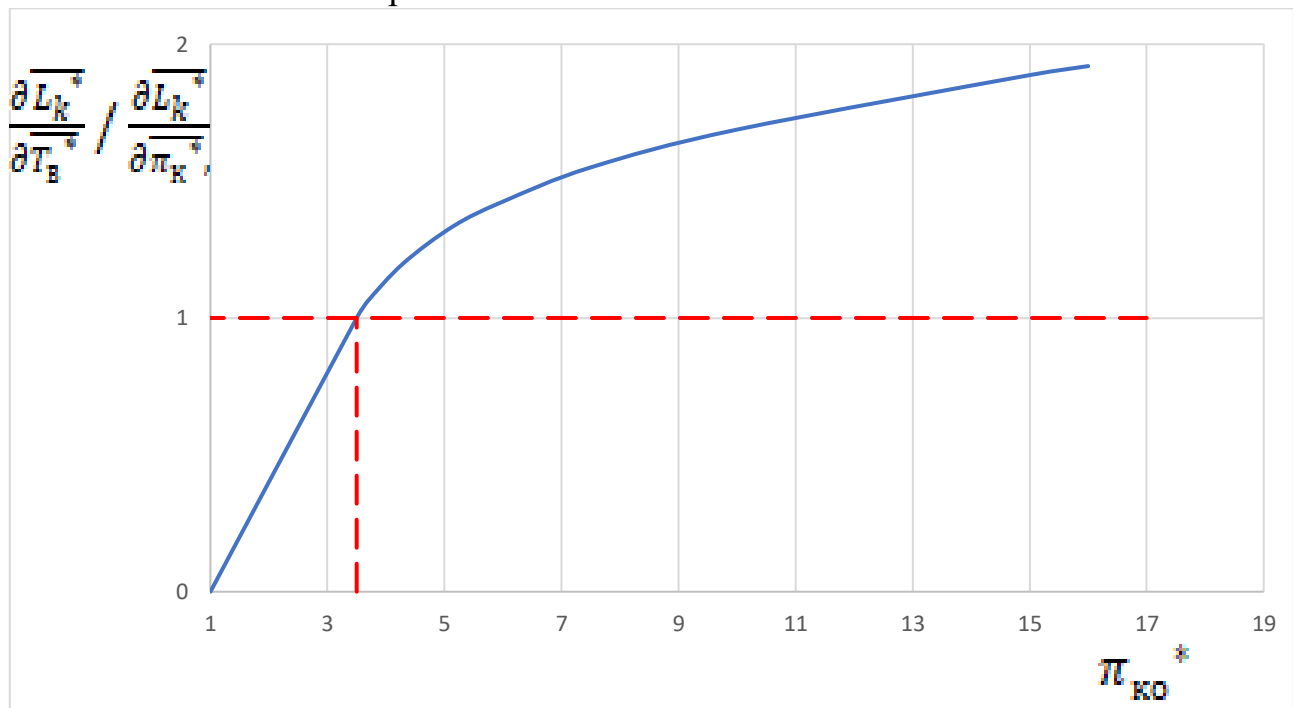


Рис. 1 – залежність співвідношення чутливостей $\bar{L}_k^*$ до зміни відносної температури і до зміни відносного ступеня підвищення тиску

З рис.1 видно, що за малих π_{k0}^* чутливість $\bar{L}_k^*$ до зміни π_k^* більша, ніж до зміни T_v^* і при однакових відносних змінах $d\pi_k^*$ і dT_v^* зміна $\bar{L}_k^*$ внаслідок зміни π_k^*



буде більшою. Це створює передумови того, що в низьконапірних компресорах на роботу компресора сильніше впливає зміна π_k^* , ніж зміна T_v^* .

Навпаки, за високих π_{k0}^* чутливість $\bar{L}_k^*$ до відносної зміни T_v^* більша, ніж до відносної зміни π_k^* . Це створює передумови того, що в високонапірних компресорах на роботу компресора сильніше впливає зміна T_v^* , ніж зміна π_k^* .

Для кількісної оцінки зміни $\bar{L}_k^*$ доцільно записати рівняння (4) за допомогою кінцевих різниць

$$\Delta \bar{L}_k^* = \frac{\partial \bar{L}_k^*}{\partial T_v^*} \cdot \Delta T_v^* + \frac{\partial \bar{L}_k^*}{\partial \pi_k^*} \cdot \Delta \pi_k^* + \frac{\partial \bar{L}_k^*}{\partial \eta_k^*} \cdot \Delta \eta_k^*. \quad (13)$$

Для того, щоб скористатися рівнянням (13), необхідно, окрім чутливостей, знати відхилення відносних параметрів ΔT_v^* , $\Delta \pi_k^*$, $\Delta \eta_k^*$, які легко визначаються, якщо знати вихідну і кінцеву точки на характеристиці компресора. Величина відхилення відносних параметрів ΔT_v^* , $\Delta \pi_k^*$, $\Delta \eta_k^*$ залежить від розузгодження ступенів компресора, яке залежить від розрахункового значення ступеня підвищення тиску $\pi_{кр}^*$.

Рівняння (13) зручно використовувати за наявності узагальнених характеристик компресора, представлених у вигляді залежності відносних величин.

$$\pi_k^* = f_1(\bar{n}_{пр}, \bar{q}(\lambda_v)), \quad \eta_k^* = f_2(\bar{n}_{пр}, \bar{q}(\lambda_v)).$$

Перелік посилань

1. Теорія авіаційних газотурбінних двигунів : підручник для студентів вузів [Текст]/ Ю. М. Терещенко, Л. Г. Бойко, Л. Г. Волянська, Н. С. Кулик [та ін.]. - Київ. - НАУ, 2013. - 596 с.

АВІАЦІЙНІ ДВИГУНИ ЗМІННОГО ЦИКЛУ РОБОТИ

А. Р. Шелена

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Ця робота присвячена дослідженню та аналізу авіаційних двигунів змінного циклу роботи.

Сучасна авіаційна промисловість активно шукає шляхи для підвищення ефективності, економічності та екологічної безпеки літальних апаратів. Тому концепція двигунів змінного циклу роботи виступає як відповідь на потребу у підвищенні паливної ефективності, зменшенні екологічного впливу, збільшенні дальності польотів та забезпеченні гнучкості застосування двигунів у змішаних умовах польоту, таких як дозвукові, трансзвукові та надзвукові режими.



Двигуни змінного циклу – це газотурбінні двигуни, що дозволяють динамічно адаптувати свої характеристики відповідно до поточних режимів польоту. Вони можуть змінювати свою конфігурацію, наприклад, ступінь двоконтурності або співвідношення тисків, щоб оптимізувати роботу. Двигуни змінного циклу долають обмеження традиційних двигунів, оптимізованих під один режим

Розробка таких двигунів реалізується через низку інноваційних інженерних підходів. ТанDEMний вентилятор передбачає два вентилятори на одному валу, що працюють послідовно, як турбовентилятор, на крейсерському режимі або паралельно, з використанням допоміжних повітрязбірників та сопла, для збільшення потоку повітря та зниження шуму під час зльоту/посадки. Середній танDEMний вентилятор розміщує вентилятор між компресорами низького та високого тиску, пропускаючи через себе лише повітря другого контуру, і може переходити від режиму турбовентилятора до режиму "негерметичного" турбореактивного двигуна шляхом закриття допоміжних повітрязбірників та лопаток. Адаптивний двигун з трьома потоками повітря додає третій керований потік, який може оминути турбіну для економії палива або проходити крізь неї для збільшення потужності.

Адаптивні трипотокові двигуни, наприклад General Electric XA100, Pratt & Whitney XA101, що розробляються для винищувачів наступного покоління, демонструють значний прорив завдяки можливості гнучкого перерозподілу повітряних потоків для оптимізації тяги і паливної економічності. Також за рахунок використання новітніх матеріалів, таких як керамічні матричні композити, є підвищення робочої температури турбіни. Це все разом потенційно призводить до збільшення дальності польоту на 35% та до 25% економії палива.

Попри значні потенційні переваги, масове впровадження двигунів змінного циклу стикається з суттєвими викликами, що включають високу технологічну складність систем управління потоками, забезпечення надійності та довговічності в умовах змінних навантажень, значну вартість розробки та виробництва, а також питання ефективної інтеграції з існуючими та майбутніми авіаційними платформами.

DETONATION PROCESS MODELING

D. M. Chyzh, M. V. Ambrozhevich, K. S. Epifanov

National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute»

Detonation is the process of burning in which the combustion front spreads faster than the speed of sound. A shock wave is produced, which is followed by a chemical reaction with the release of a large amount of heat.

Detonation engine (DE) – is an engine in which combustion of the fuel and oxidizer mixture occurs by detonation. They are divided into two types: ramjet pulsing (PDE) and "rotating" (RDE).

In PDE short explosions occur while a portion of the fuel-air mixture burn. After the detonation wave passes through the combustion chamber, the fuel-oxidizer mixture must be renewed.

In RDE there is an undamped detonation in the annular combustion chamber. Thrust is generated by a shock wave, which is held in an infinite loop. Fuel and oxidizer



are come into the chamber through the injectors, then they are ignited. The first detonation occurs, as a result of which a supersonic shock wave is emitted, which passes through the annular combustion chamber. After making one revolution and returned to the injectors, it ignites the next batch, the thrust appears as a result of a series of explosions.

This type of engine has a number of advantages:

- they are simpler in design
- light and compact;
- they are cheaper than gas turbine engines;
- they are difficult to disable;
- a rotating detonation engine can be used in tandem with a jet or gas turbine engine.

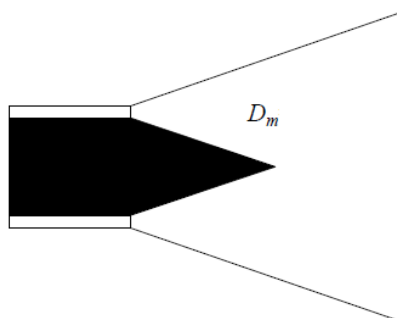


Fig. 1 - Profile of RDE

In this work, we are going to calculate parameters behind the shock wave front.

- 1) The first step is to calculate combustion process.

DE works using Humphrey cycle. It means that combustion is leaking with constant volume, rather than with constant pressure (deflagration), as in gas turbine engines. It's explained by short time of combustion, so in this case volume can be fixed.

Table 1 – Data for combustion calculation

		H ₂	O ₂
1	Inlet temperature, K	298,15	298,15
2	Inlet pressure, bar	1	1
3	Mass ratio O/F (OFR)	8	

Table 2 – Mixture parameters after burning

	Isobaric	Isochoric
Molar mass of combustion products, kg/kmol	14,861	15,310
Gas constant of combustion products, kJ/(K·kmol)	559,50	543,07
Burning temperature, K	3077,6	3377,5
Final combustion pressure, bar	1,000	8,8867
Final specific volume, m ³ /kg	17,219	2,0641
Specific isochoric heat capacity of combustion products, kJ/(K·kg)	2,6366	2,5994
Specific isobaric heat capacity of combustion products, kJ/(K·kg)	3,1961	3,2505
Adiabatic index	1,2122	1,2006
Speed of sound, m/s	1383,2	1433,9

According to the table 2 results are so difference for isochoric and isobaric processes. It proves that the next step depends on the assumptions about combustion process. As written below we need to use the result of isochoric calculation.

2) The second step is to calculate parameters behind the shock wave front in a relative coordinate system

The calculation method is based on the formulas for a normal chock and energy, mass, impulse balance equations, ideal gas equation of state.

Assume that the velocity of the plane front of the X-axis is constant, we will have a new coordinate system, which moves with velocity D . In the new moving coordinate system, the velocity of shock wave is equal $D^* = 0$.

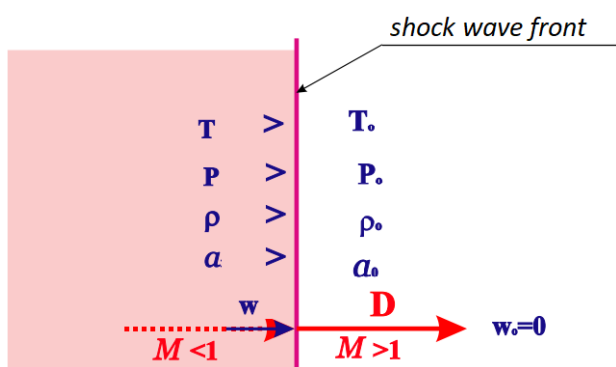


Fig. 2 – Scheme of motion of a plane shock wave

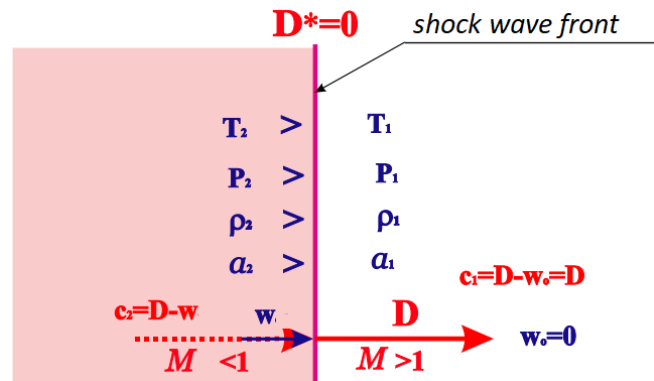


Fig. 3 – Scheme of transformation of a plane shock wave into a normal shock in a relative coordinate system: index 1 – for supersonic area; index 2 – for subsonic area

Table 3 – The result of calculation in a relative system

	1	2
λ	3,058	0,327
$\tau(\lambda)$	1,474E-01	0,9903
$\pi(\lambda)$	1,057E-05	0,9431
$\varepsilon(\lambda)$	7,170E-05	0,9523
$q(\lambda)$	3,531E-04	0,5015
T, K	298,15	2002,5
T^*, K	2022,2	2022,2
P, bar	1	62,815
P^*, bar	94593,4	66,6
$\rho, kg/m^3$	0,618	5,776
$a, m/sec$	440,9	1142,7
$c_{cr}, m/sec$	1094,7	1094,7
M	7,593	0,313
$\Delta S, kJ/kg$	3942,1	3942,1

3) The third step is to calculate parameters behind the shock wave front in an absolute coordinate system

The velocity of the shock wave front in the absolute coordinate system is equal to the relative velocity of the supersonic flow:



$$D = c_1 + w_1.$$

Supersonic area is motionless: $w_1 = 0$ m/s

Flow velocity behind the shock wave front is equal:

$$D = c_2 + w_2, \quad w_2 = D - c_2,$$

The static parameters don't change during switching from a relative to an absolute coordinate system, they are determined by the thermal complex velocity of molecules movement, which is not affected by the velocity of the coordinate system.

Table 4 – The result of calculation of combustion products in the detonation wave front in an absolute system

	1	2
λ	0	2,1133
$\tau(\lambda)$	1	0,5929
$\pi(\lambda)$	1	0,0438
$\varepsilon(\lambda)$	1	0,0738
$q(\lambda)$	0	0,2513
T, K	298,15	2989,9
T^* , K	298,15	3377,5
P, bar	1	62,815
P^* , bar	1	1435,1
ρ , kg/m ³	0,618	5,776
ρ^* , kg/m ³	0,618	78,234
w, m/s	0	2989,8
a, m/s	440,9	1142,7
c_{cr} , m/s	420,3	1414,8
M	0	2,617
ΔS , kJ/kg	3942,1	

1 – Undisturbed medium

2 – Behind the shock wave front

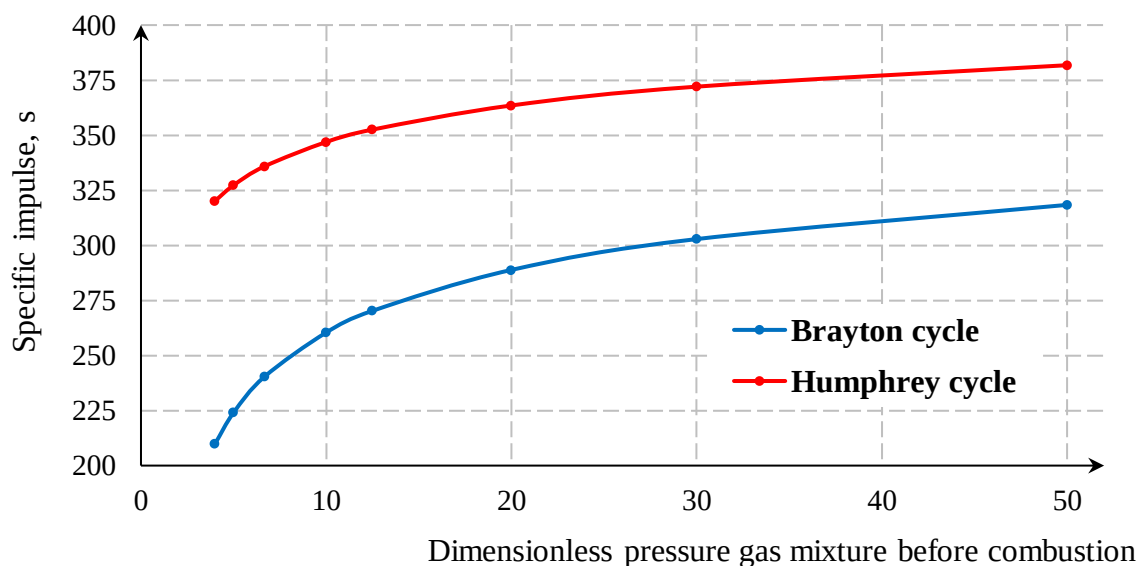




Fig. 4 – Specific impulse of Brayton and Huphrey cycles

**Conclusions:**

During the study, it was possible to obtain the parameters of the detonation wave and combustion products of the simplest detonation engine, as well as to compare the specific impulse of the thrust of a jet engine for detonation and deflagration combustion;

Despite the fact that the detonation rocket engine operates in principle in a pulsed mode and must be calculated in a non-stationary two-dimensional approach, the one-dimensional stationary model showed good correlation with the calculations of other authors [1, 2].

References

1. Paxson, D. E. A Simple Model for Rotating Detonation Rocket Engine Sizing and Performance Estimates [Text] / D. E. Paxson, H. D. Perkins // NASA Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, 44135, USA. – 13 p. doi: <https://doi.org/10.2514/6.2021-0192>.
2. Braun, J. Numerical Assessment of the Convective Heat Transfer in Rotating Detonation Combustors Using a Reduced-Order Model [Text] / J. Braun, J. Sousa, G. Paniagua. // Appl. Sci. – 2018. – Vol. 8(6). P. 893. doi: <https://doi.org/10.3390/app8060893>



Конструкція і міцність

ПОБУДОВА CFD МОДЕЛІ ТЕРМОПАРИ ГТД

Я. С. Веклич

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

У сучасних газотурбінних двигунах (ГТД) критично важливим є точне вимірювання температури газу. Ця інформація є необхідною для реалізації ефективного керування двигуном, діагностики його технічного стану та контролю ресурсу. Особливої складності набуває завдання вимірювання температури в умовах нестаціонарних режимів. Неточність у динамічному вимірюванні може призводити до двох протилежних, але однаково небажаних наслідків: або до штучного обмеження температури й втрати рвучкості, або до небезпечного перегріву та зниження ресурсу елементів турбіни, зокрема — прогару лопаток. Враховуючи постійне зростання робочих температур у сучасних ГТД, точність термометрії залишається одним із ключових викликів.

Для вимірювання температури газу традиційно використовуються термопари, які являють собою пару спаїв з двох дротів (хромель та алюмель), гарячий спай закріплений в корпусі з жароміцної сталі за допомогою корундового ізолятора. При зміні температури на гарячій частині спаю виникає електрорушійна сила (ЕРС) яка поступає на автоматику системи керування двигуном. Незважаючи на конструктивну простоту, вони мають складну теплову динаміку. Їхній сигнал формується з тепловою інерційністю, обумовленою теплоємністю спаю, корпусу, ізоляторів та інших конструктивних елементів.

Сьогодні відомі спрощені математичні моделі термопари, серед яких найбільш поширені одноємнісні(1) та двоємнісні(2). Одноємнісна модель описує тільки теплову інерцію спаю та через простоту опису рівняння, може описувати невеликі температурні зміни. Двоємнісна модель, враховує вплив теплообміну між спаєм та корпусом в якому вона встановлена. Хоча вона має більш складний запис, ця модель має більшу точність у порівнянні з одноємнісною моделлю.

$$\tau \frac{dT_{\text{ТП}}}{dt} + T_{\text{ТП}} = T_{\Gamma}, \quad (1)$$

$$\tau_1 \tau_2 \frac{d^2 T_{\text{ТП}}}{dt^2} + (\tau_1 + \tau_2) \frac{dT_{\text{ТП}}}{dt} + T_{\text{ТП}} = \tau \frac{dT_{\Gamma}}{dt} + T_{\Gamma}. \quad (2)$$

Існують також моделі з трьома тепловими ємностями, які дозволяють частково враховувати складність внутрішнього теплообміну. Проте в інженерній практиці залишається відкритим питання: чи є триємнісна модель універсальним компромісом між точністю та швидкодією, чи в окремих випадках доцільно використовувати модель вищого або нижчого порядку? Важливо не лише врахувати теплову інерційність, а й коректно оцінити залежність динамічних параметрів моделі від геометрії, положення термопари в потоці, властивостей матеріалів та режиму обтікання.

Для надання обґрунтованих відповідей на ці питання використовується точна базова модель термопари, створена на основі методу скінченних елементів у



середовищі Ansys Fluent. Така CFD-модель дозволяє врахувати реальні геометричні та теплофізичні параметри, визначити вплив характеру потоку, а також глибоко проаналізувати всі процеси теплопереносу у зоні чутливого елемента. Попри високу обчислювальну складність, така модель виступає еталоном, на основі якого можливо дати ґрунтовні відповіді на ключові питання: яким порядком слід обмежитися при побудові спрощеної моделі? Які явища слід враховувати, а якими можна знехтувати без суттєвої втрати точності? Як впливають параметри потоку та геометрія конструкції на перехідну характеристику термопари? Такий підхід надає можливість встановити зв'язок між геометрією термопари, параметрами потоку та її динамічним відгуком.

У межах побудови CFD-моделі особливу увагу приділено вибору моделі турбулентності. Після порівняння кількох варіантів було обрано модель $k-\omega$ SST, яка поєднує переваги моделей $k-\epsilon$ та $k-\omega$. Цей вибір обумовлений її здатністю точно відтворювати поведінку потоку поблизу стінки без необхідності застосування емпіричних пристінкових функцій, що критично важливо при моделюванні процесів теплообміну поблизу поверхні термопари. До того ж, ця модель стійка до сильних градієнтів та локальних відривів потоку, що характерно для умов обтікання термопари високошвидкісним газовим потоком. Налаштування сітки з контролем параметра y^+ дозволяє гарантувати адекватність опису пристінкових явищ.

На поточному етапі роботи створено тривимірну модель обчислювальної області, здійснено генерацію сітки (рис.1), підібрано модель турбулентності. Виконано попередні розрахунки в усталеному режимі (рис.2) з метою оцінки якісної адекватності, збіжності та стійкості результатів, які показали відповідність моделі фізичним очікуванням і дають підстави для переходу до моделювання нестационарних режимів.

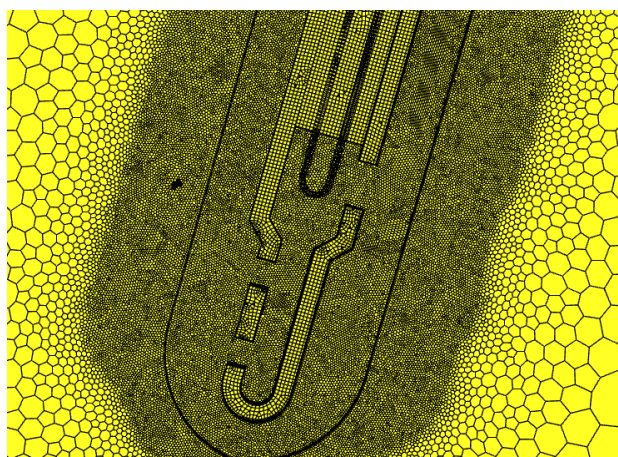


Рис.1 – Скінченно-елементна сітка

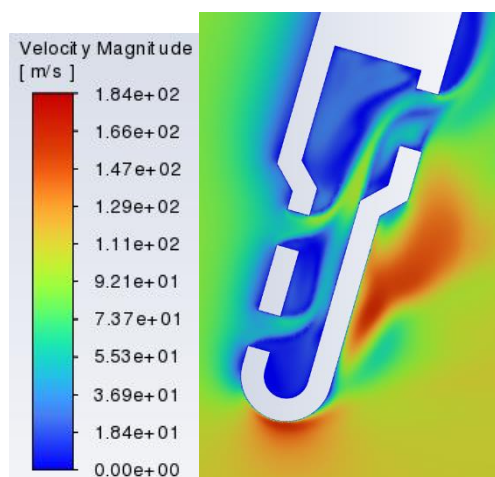


Рис.2 – Розподіл швидкості вздовж площини симетрії

Метою подальшої роботи є дослідження перехідних характеристик термопари на основі CFD-розрахунків, побудова спрощеної моделі заданого порядку та ідентифікація її параметрів залежно від умов обтікання та конструктивних особливостей. На основі цього планується сформулювати методику побудови швидкодіючих моделей термопар, придатних до впровадження в системи керування, моніторингу та діагностики ГТД.

РОЗРОБКА ДОСЛІДНОГО ЗРАЗКА ВАКУУМНО-ДУГОВОГО ДВИГУНА ДЛЯ СУПУТНИКІВ ТИПУ CUBESAT

А. О. Бреус, С. Т. Головка

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

У зв'язку з активним розвитком космічних технологій і зростанням попиту на малогабаритні супутники, зокрема CubeSat, виникає потреба в ефективних, компактних та енергозберігаючих рушійних системах. Одним із перспективних напрямків є створення плазмових двигунів надмалої тяги.

У роботі представлено результати створення дослідного зразка вакуумно-дугового двигуна, орієнтованого на використання в супутниках типу CubeSat. Предметом детального вивчення стали методи керування плазмовим потоком, системи вимірювання параметрів електричного ланцюгу запалювання дугового розряду, формування потоків випарюваного матеріалу, системи електромагнітів та системи імпульсного електричного живлення електродів. Далі були виконані дослідження раціональних схем та матеріалів, а також виявлення раціональних схем конструкції вакуумно-дугового двигуна (розташування електродів, електромагнітів, блоку запалювання розряду тощо). У результаті було створено дослідний зразок вакуумно-дугового плазмового двигуна, представлений на рисунку 1.



Рис. 1 – Дослідний зразок вакуумно-дугового двигуна

Таким чином, представлений дослідний зразок двигуна може бути використаний як основа для подальших досліджень спрямованих на оптимізацію та підвищення ефективності системи керування та проведення випробувань у лабораторних умовах.



ВАРІАТОРИ НА ОСНОВІ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО ГЕНЕРАТОРА

В.М. Доценко, Ю.В. Ковеза, В.В. Усик

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

При дослідженні електричної бортової системи транспортного засобу в цілому необхідно розглянути динамічні характеристики усіх її складових. Розглянуто один із елементів системи стабілізації частоти обертання ротора генератора – механічний варіатор. При живленні генератора від авіаційного двигуна виникають чинники, що перешкоджають його стабільній роботі. Частота обертання приводного двигуна постійно змінюється, тому виникає задача, пов'язана зі створенням якісної системи механічної стабілізації частоти обертання.

Проаналізовано можливі методи стабілізації частоти обертання ротора електрогенератора шляхом використання безступінчастих варіаторів. При аналізі можливих типів безступінчастих варіаторів обрано механічні варіатори, які мають ряд переваг перед іншими типами. Це їх компактність, низька вартість, високий ККД та ін.

Наведено приклади механічних варіаторів з використанням диференціальних зубчастих передач.

Приклад 1. На рис. 1 показано диференціальний планетарний варіатор. Зліва розташовано мультиплікатор, до складу якого входять колеса z'_1 , z'_2 та z'_3 , водило H_1 і гальмо T_1 . Справа – редуктор (колеса z''_1 , z''_2 та z''_3 , водило H_2 і гальмо T_2). Диференціал виконано з використанням схеми $\overline{IA}$, в якій провідною ланкою є водило H_1 .

З моменту запуску до виходу на номінальний режим обидва диференціали (у лівій, мультиплікативній частині, і в правій, редукторній) мають передатне відношення, рівне 1: $i_{H_1 z'} = 1$ та $i_{z'' H_2} = 1$.

При цьому $n_{H_1} = n_{z'} = n_1'$ і $n_{H_2} = n_{z''} = n_1''$, а колеса z'_1 та z''_1 пов'язані з колесами z'_3 та z''_3 . У випадку $n_H = n_3 = n_1$ відносного руху немає і втрати усередині диференціалів практично відсутні.

Коли обороти на вході зростають до максимально допустимих, для регулювання використовується редуктор, і за рахунок гальмування колеса z''_1 передатне відношення збільшується від 1 до необхідного для того, щоб вихідна частота знизилася до номінальної. У нашому випадку для схеми $\overline{IA}$ передатне відношення збільшиться до $i_{z'' H_2}^1 = 1 + z'_1/z''_3$, і підбором чисел зубців можна забезпечити потрібне передатне відношення.

При зниженні частоти обертання від номінальної до мінімальної спрацьовує мультиплікатор, в якому ведучим буде водило H_1 , а веденими – колеса z'_1 і z'_3 . Колесо z'_1 гальмується до повної зупинки при вхідній частоті обертання, рівній мінімально допустимій. Для цього використовуємо таку ж схему $\overline{IA}$, як і для редуктора, і передатне відношення буде змінюватися від 1 до $i_{H_1 z'}^1 = 1/i_{z' H_1}^1$.

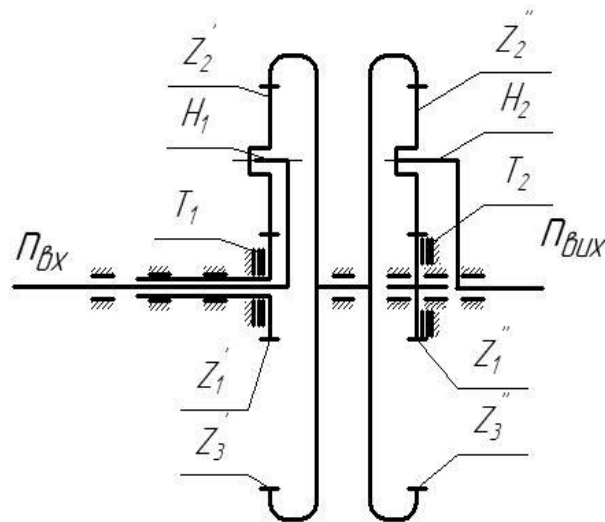


Рис. 1 – Схема диференціального планетарного варіатора

Приклад 2. В якості стабілізатора швидкості використаєм диференціальний механізм $\overline{AIA}$ з вільним водилом (рис. 2).

У цій схемі вхідним елементом є колесо 1, вихідним елементом, який передає обертання на ротор генератора – колесо 5. Постійну швидкість на виході (на колесі 5) можна забезпечити, змінюючи швидкість колеса 3 за допомогою механізму управління, який реагує на зміну швидкості на вході в диференціал.

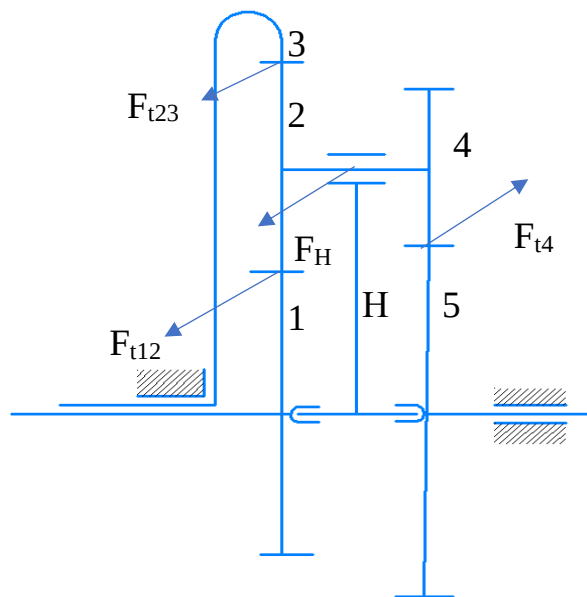


Рис. 2 – Схема диференціального механізму $\overline{AIA}$ з вільним водилом

Розглянемо роботу пристрою на конкретному прикладі. Нехай на вхід в диференціал подається потужність 50 кВт з частотою обертання, яка змінюється в діапазоні $\pm 6\%$ від номінальної (середньої) частоти $13\,000\text{ хв}^{-1}$, тобто від $12\,220$ до $13\,780\text{ хв}^{-1}$. За умовами стабільної роботи генератора частота обертання ротора має бути постійною і дорівнювати $12\,000\text{ хв}^{-1}$ (номінальне передатне відношення редуктора між виходом з силової установки і ротором генератора $u_{15} = 13\,000/12\,000 = 1,083$).

Визначимо невідомі частоти обертання n_H і n_3 для випадків роботи на мінімальній, номінальній і максимальній частотах обертання (табл. 1).



Таблиця 1

Елемент	Позначення	Частота обертання елемента, хв^{-1}		
		мінімальна	номінальна	максимальна
Колесо 1	n_1	12 220	13 000	13 780
Колесо 5	n_5	12 000	12 000	12 000
Водило	n_H	10 952	7 238	3 524
Колесо 3	n_3	10 556	5 437	319

Для того, щоб визначити, які сили і моменти мають діяти на ланки даного диференціального механізму щоб забезпечити необхідні частоти їх обертання, проведемо силовий розрахунок. Він полягає у визначенні сил і моментів, що діють на ланки механізму. Для вирішення цього завдання використовуємо три рівняння:

- баланс потужностей;
- рівняння рівноваги моментів для блока сателітів (колеса 2-4);
- рівняння рівноваги сил.

Розміри зубчастих коліс знайдені за умови, що їх модулі дорівнюють 2 мм. Отримані дані були зведені у табл. 2.

Таблиця 2

Сила, Н	Сили при частоті n_1 , хв^{-1}		
	12 220	13 000	13 780
F_{t1}	1 031,0	1 085,9	1 146,9
F_{t5}	1 080,0	1 137,5	1 201,5
F_{t3}	49,1	51,7	54,6

Таким чином, змінюючи силу і момент на колесі 3, зокрема, збільшуючи момент опору обертанню при збільшенні швидкості на вході, можна за допомогою пристрою регулювання гальмувати колесо 3 таким чином, щоб забезпечити постійну частоту обертання на колесі 5, тобто на вході в генератор.

АНАЛІЗ УМОВ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПЛАНЕТАРНИХ МЕХАНІЗМІВ У ПРОЦЕСАХ НАНЕСЕННЯ ПОКРИТТІВ НА ПОВЕРХНІ

О. Ю. Кладова, М. П. Ковальов, А. С. Мирошніченко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Створення якісних виробів за допомогою процесів отримання вакуумно-дугових покриттів потребує вдосконаленої оснастки, що відповідає умовам, які накладаються технологічними процесами і одночасно оптимальна з точки зору економічних показників використання установки.

В роботі [1] пропонується використовувати як носії деталей, що оброблюються, сателіти планетарного механізму. Невід'ємною частиною високоточного виміру температури оброблюваного виробу є умова, що полягає в цілій кількості

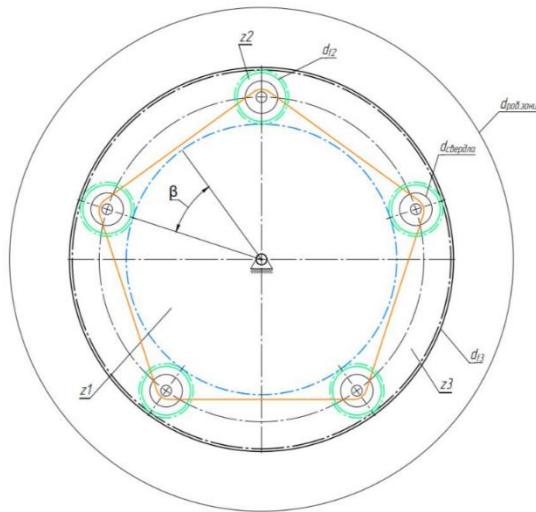


Рис. 1

обертів сателітів за один оберт водила механізму [1]. Повернення в початкове положення дозволяє не змінювати зону виміру, що робить вимір якісним.

Для системи вимірювання температури поверхні виробів був обраний планетарний механізм АІ модифікований (далі АІ) (рис. 1), який має переваги у великому ККД та відносно невеликих габаритах.

Для забезпечення умови цілого числа обертів сателітів за один оберт механізму необхідно забезпечити відношення:

$$i_{2H}^{(3)} = \frac{\omega_2}{\omega_H} = 1 - \frac{z_3}{z_2} = N. \quad (1)$$

Числа зубів z_2 і z_3 визначають з генеральних рівнянь для простих планетарних механізмів [1]. За допомогою цих рівнянь отримаємо вираз для передатного відношення механізму АІ, при якому буде задовольнятися умова (1):

$$i_{1H}^{(3)} = \frac{2N}{1 + N}. \quad (2)$$

Рівняння (2) визначає передатні відношення, що задовольняють умову (1), табл. 1. При збільшенні модуля N $i_{1H}^{(3)}$ прагне до 2.

Таблиця 1

N	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8
$i_{1H}^{(3)}$	4	3	2,(6)	2,5	2,4	2,(3)	2,29
N	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22
$i_{1H}^{(3)}$	2,1(3)	2,125	2,12	2,(1)	2,105	2,1	2,095
N	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15
$i_{1H}^{(3)}$	2,25	2,(2)	2,2	2,(18)	2,1(6)	2,15	2,14
N	-23	-24	-25	-26	-27	-28	-29
$i_{1H}^{(3)}$	2,091	2,087	2,083	2,080	2,077	2,074	2,071

Не всі передатні відношення можуть бути реалізовані для певної кількості сателітів. Для визначення діапазону значень передатних відношень як функції кількості сателітів скористаємося нерівністю [2]:

$$2 < i_{1H}^{(3)} < i_{1H}^{(3)\max}, \quad (3)$$

$$i_{1H}^{(3)\max} = \frac{2}{1 - \sin\beta}, \quad (4)$$



де $\beta = \frac{\pi}{k}$ – половина центрального кута між сусідніми сателітами z_2 за умови їх рівномірного розташування навколо сонячної шестерні z_1 (див. рис.1).

Визначені за формулою (4) значення $i_{IH}^{(3)} \max$ для окремих значень k наведено в таблиці 2.

Таблиця 2

k	20	30	40	50	54	56	60
$i_{IH}^{(3)} \max$	2,371	2,233	2,170	2,134	2,123	2,119	2,110

Розмір сателіта, на який під час технологічного процесу встановлюється деталь, що оброблюється, має бути більше за розмір самої деталі, щоб забезпечити рух механізму без заклинювання. Тому, наприклад, при напиленні на свердла діаметр кола западин d_{f2} сателіту має відповідати умові: $d_{f2} > d_{\text{свербла}}$. З економічних міркувань кількість сателітів k має бути найбільшою з можливих для певного розміру деталей. Ця умова разом з умовами відсутності підрізання ($z_2 \geq 18$), сусідства і збирання буде визначати кількість сателітів k .

Розмір механізму в цілому обмежено габаритами робочої зони установки:

$$d_{f3} < d_{\text{роб.зони}} \quad (5)$$

Наведемо приклад проєктування планетарного механізму для установки «Булат-6».

Вхідні дані: діаметр робочої зони $d_{\text{роб.зони}} = 400$ мм, діаметр деталей, що обробляються, від 1-10 мм, економічно обґрунтована кількість деталей за один цикл роботи установки 50-60 одиниць.

Розрахунок:

1. Призначаємо $k = 54$.
2. За формулою (4) визначаємо максимально можливе передатне відношення $i_{IH}^{(3)} \max = 2,123$. За таблицею 1 призначаємо $i_{IH}^{(3)} = 2.1$.
3. По генеральним співвідношенням підбираємо числа зубів: $z_1 = 360$, $z_2 = 18$, $z_3 = 396$. Перевіряємо умови сусідства і відсутності інтерференції (задовольняються).
4. Модуль зачеплення визначаємо з умови (5):

$$d_3 = d_{\text{роб.зони}}, \quad \frac{mz_3}{2} = d_{\text{роб.зони}}, \quad m = 2 \cdot 400 / 396 = 1,01 \text{ мм.}$$

Обираємо стандартний модуль, що буде менше розрахованого $m = 0.8$ мм.

5. Діаметр кола западин коронного колеса

$$d_{f3} = z_3 m + 2,5m = 396 \cdot 0,8 + 2,5 \cdot 0,8 = 318,8 \text{ мм,}$$

що підтверджує можливість розташувати механізму у робочій зоні Булат-6.

6. Діаметр кола западин сателіту



$$d_{f2} = z_2 m - 2,5m = 18 \cdot 0,8 - 2,5 \cdot 0,8 = 12,4 \text{ мм},$$

що дозволяє розташувати на ньому деталі, що будуть оброблятися.

На цьому кінематичний синтез механізму AI завершено.

Висновки

1. Розроблено умови, що дозволяють отримати планетарний простий механізм AI, в якому сателіти роблять цілу кількість обертів на один оберт водила.
2. Розроблено послідовність кінематичного синтезу таких механізмів для подальшого використання у технологічних процесах отримання вакуумно-дугових покриттів.
3. Заплановано у подальшому проведення силового розрахунку і розрахунку на міцність.
4. Необхідно розробити способи використання поверхні центрального колеса у технологічних цілях.

Перелік посилань

1. Sysoiev, I. System for measurement the product surface temperature for vacuum-arc coatings [Text] / I. Sysoiev, Y. Shyrokyi, K. Fesenko // Problems of Atomic Science and Technology. - 2025. - №2(156). – P. 171-176.
2. Усік, В. В. Курс теорії механізмів і машин [Текст] : навч. посіб. / В. В. Усік, В. О. Меньшиков. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2019. – 320 с.
3. Ткаченко, В. А. Планетарні механізми (оптимальне проєктування) [Текст] / В. А. Ткаченко. - Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2003. – 446 с.

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КОЛІСНО-КРОКУЮЧОГО РУШІЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ КАМ'ЯНИСТИХ ПЛАНЕТ ТА СУПУТНИКІВ

О. Ю. Кладова, А. С. Сорока

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

В сучасних умовах є актуальним створення транспортних засобів, що мають можливість переміщатися по перетятій місцевості, переміщуючи вантажі і, навіть, пасажирів. Розробка таких засобів може базуватися на рішеннях, що було запропоновано для планетоходів [1]. У роботі описана кінематична схема перспективного колісно-крокуючого рушія для ровера, призначеного для пересування по нерівній або сипкій поверхні, який поєднує переваги традиційного колісного руху з можливістю реалізації крокового механізму для подолання складного рельєфу, зменшення пробуксовки та підвищення прохідності (рис. 1).

Запропонована структура може бути використана як основа для дослідження кам'янистих планет та супутників, а в земних умовах – для створення



мобільних роботів нового покоління, зокрема для дослідницьких або рятувальних місій.

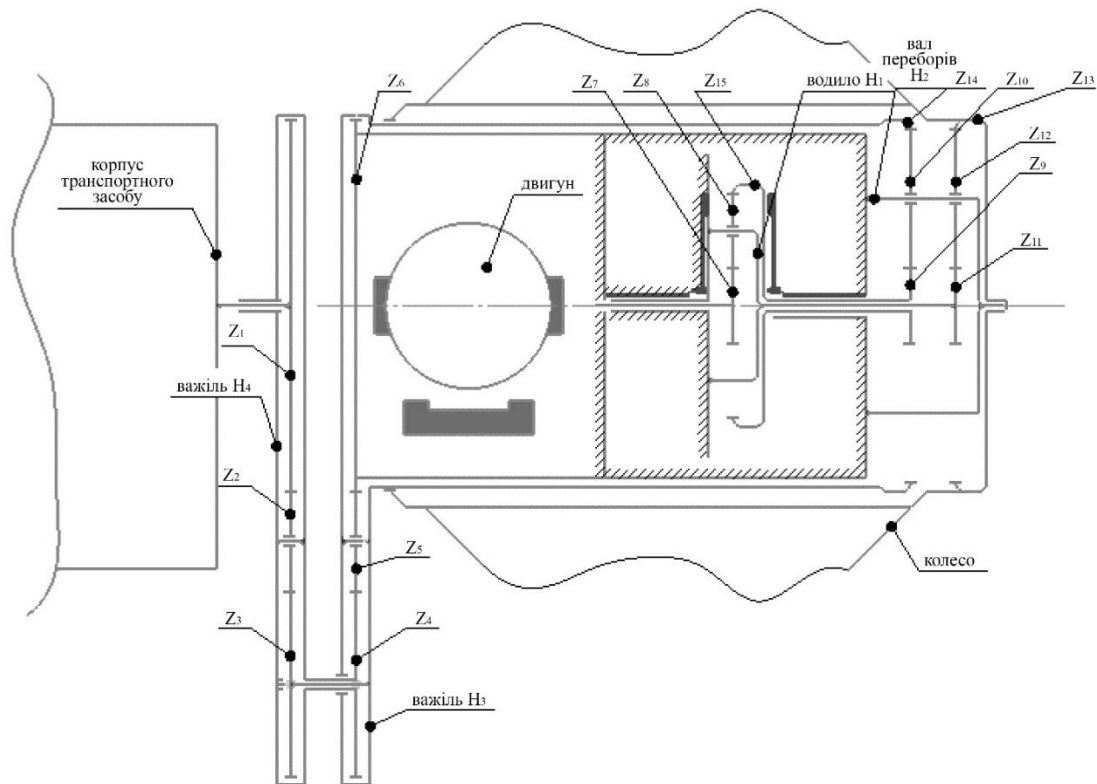


Рис. 1 – Кінематична схема колісно-крокуючого рушія

Виконано дослідження кінематики механізму, який має забезпечувати три режими:

- 1 колісний – коли важелі Н4 і Н3 нерухомі один відносно іншого, вся потужність двигуна передається на колесо;
- 2 крокуючий – коли обертання колеса не відбувається, вся потужність двигуна витрачається на виніс корпусу транспортного засобу вперед;
- 3 колісно-крокуючий – коли потужність двигуна розподіляється між колесом і важелями Н4, Н3, відбувається виніс колеса вперед при нерухомому корпусі.

Для забезпечення розподілу потужності двигуна між двома користувачами (колесо і важільна система) використовується диференціальний механізм $D.\overline{A\Gamma}$, що складається з сонячної шестерні z_7 , сателіта z_8 , коронного колеса z_{15} і водила H_1 .

Гальма дозволяють зупиняти або рух водила H_1 (ліве гальмо), або рух коронного колеса z_{15} (праве гальмо).

Колісний режим. При зупиненому правим гальмом колесі z_{15} диференціальний механізм $D.\overline{A\Gamma}$ перетворюється на планетарний простий. Рух від сонячної шестерні z_7 передається на водило H_1 , далі на колесо z_{11} , що жорстко пов'язано з водилом H_1 , і через перебори z_{12} на колесо z_{13} , що жорстко з'єднано з колесом.



Реалізується колісний режим. Структурна формула механізму в такому випадку $\overline{AI} - (AI)$.

Передатне відношення механізму в колісному режимі:

$$u_{7,13} = u_{7H_1}^{(15)} u_{11,13} = \left(1 + \frac{z_{15}}{z_7}\right) \left(-\frac{z_{13}}{z_{11}}\right). \quad (1)$$

Відповідно до [2] $u_{7H_1}^{(15)}$ змінюється в інтервалі $[2,4; 14]$, відповідно $u_{11,13}$ в інтервалі $[-13; -1,4]$. Модулі, кількість сателітів k і переборів k_n визначаються з умов міцності [3]. Розміри механізму обмежено розмірами корпусу двигуна.

Оскільки передатне відношення від'ємне, обертання колеса відбувається у напрямку, протилежному до напрямку обертання валу двигуна.

Крокуючий режим (виніс корпусу вперед). При зупиненому лівим гальмом водилі H_1 на колесо рух не передається, а диференціальний механізм $D.\overline{AI}$ перетворюється на рядовий з переборами. Рух від сонячної шестерні z_7 передається на колесо z_{15} , далі на колесо z_9 , що жорстко пов'язано з колесом z_{15} , і через перебори z_{10} на колесо z_{14} , що жорстко з'єднано з корпусом двигуна-важелем H_3 . Через важіль H_3 і редуктор $z_6 - z_5 - z_4$ рух передається на важіль H_4 і корпус транспортного засобу. Реалізується крокуючий режим. Структурна формула механізму в такому випадку $\overline{AI} - (AI)$.

Передатне відношення від двигуна на важіль H_3

$$u_{7,14} = u_{7,15}^{(H_1)} u_{9,14} \cdot 1 = \left(-\frac{z_{15}}{z_7}\right) \left(-\frac{z_{14}}{z_9}\right). \quad (2)$$

Оскільки $u_{7,14} > 0$ важіль H_3 обертається відносно осі двигуна в той самий бік, куди і вихідний вал двигуна.

Для забезпечення поступального прямолінійного руху корпусу відносно осі колеса необхідно, щоб кінематичний зв'язок між важелями H_3 і H_4 (рис. 1) забезпечував наступну умову:

$$u_{6,4}^{(H_3)} = -\frac{1}{u_{3,1}^{(H_4)}}, \text{ або } u_{6,4}^{(H_3)} u_{3,1}^{(H_4)} = -1 \quad (3)$$

і довжини важелів мають бути однаковими $l_{H_3} = l_{H_4}$.

Швидкість поступального виносу корпусу транспортного засобу залежить від передатне відношення $u_{7,14}$ і довжини важелів H_3, H_4 :

$$v_{\text{vehicle}} = 2l_{O_6O_4} \frac{\omega_7}{u_{7,14}} \cos \varphi \quad (4)$$



де $l_{O_6O_4}$ – відстань між осями обертання коліс $z_4 - z_6$, $l_{O_6O_4} = l_{O_1O_3}$,
 φ – кут між вертикаллю і важелем H_4 .

Довжина важеля взаємопов'язана з радіусом колеса:

$$l_{O_6O_4} + r_4 < R. \quad (5)$$

Колісно-крокуючий режим (виніс колеса вперед). При колісно крокуючому режимі обидва гальма виключено. В такому режимі встановлюється зв'язок між рухом коронного колеса z_{15} і водилом H_1 , а також між з'єднаними з цими ланками важелем H_3 і колесом, які обидва стають рухомими. Колесо переміщується під дією моменту, що передається на нього через кінематичний ланцюг $z_7 - H_1 - z_{11} - z_{12} - z_{13}$, а також під дією сили штовхання на кінці важеля H_3 (кінематичний ланцюг $z_7 - z_{15} - z_9 - z_{10} - z_{14} - H_3$).

Для диференціальної ступені $z_7 - z_8 - z_{15}$ зв'язок між кутовими швидкостями сонячної шестерні z_7 , коронного колеса z_{15} і водила H_1 визначається відповідно до [4], а саме

$$\omega_7 = i_{7,15}^{(H)} \omega_{15} + i_{7,H_1}^{(15)} \omega_{H_1}.$$

Отримані залежності мають бути використані для геометричного синтезу механізму, подальшого силового аналізу механізму і розрахунку на міцність.

Перелік посилань

1. Планетоходи [Текст] / А. Л. Кемурджіан, В. В. Громов, І. Ф. Кажукало та ін. ; Під ред. А. Л. Кемурджіана. – 2-е вид., перероб. і доп. – К.: Машинобудування, 1993. – 400 с.
2. Ткаченко, В. А. Планетарні механізми (оптимальне проєктування) [Текст] / В. А. Ткаченко. - Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2003. – 446 с.
3. Курмаз, Л. В. Основи конструювання деталей машин [Текст] : навч. посібник / Л. В. Курмаз. - Харків: Видавництво «Підручник НТУ «ХПІ», 2010. – 532 с.
4. Усік, В. В. Курс теорії механізмів і машин [Текст] : навч. посіб. / В. В. Усік, В. О. Меньшиков. – Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2019. – 320 с.

МОДЕЛЬ ПЕРЕДАЧІ СТАТИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ У ТЕНЗОМЕТРИЧНОМУ ПРИСТРОЇ ПРИ ПІДВИЩЕНИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

С. С. Кригін, Ю. О. Гусєв, Ю. І. Торба

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Розвиток газотурбінних двигунів (ГТД) різного призначення нерозривно пов'язане з підвищенням їх основних характеристик. При цьому зростають параметри робочого тіла, зокрема температура газового потоку і інтенсивність

навантажень на конструктивні елементи при зростаючій частоті обертання роторів. Надійність міцності високо нагрітих елементів ГТД є фактором, що визначає ресурс двигуна в цілому. Найчастіше випадки пошкодження елементів ГТД обумовлені статичними напруженнями і, в основному, відносяться до деталей, що працюють в діапазоні температур 200-800 °С.

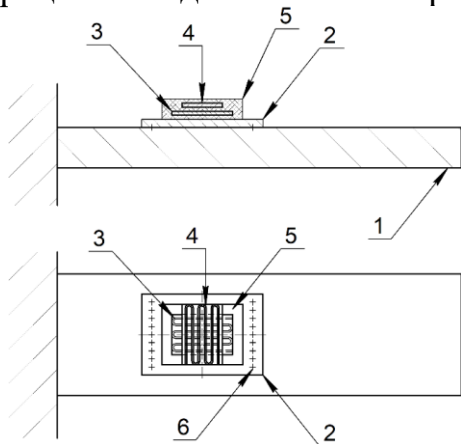


Рис. 1 – Тензометричний пристрій

У доповіді розглядається тензометричний пристрій (патент UA_158117, рисунок 1), для вимірювання відносних деформацій деталей авіаційних двигунів, складається з двох чутливих елементів (3, 4), скріплених сполучним (5) з металевою платівкою (2), яка закріплюється на поверхні досліджуваної деталі (1) за допомогою точкового зварювання (6). Чутливі елементи знаходяться у об'ємі неорганічного клею-цементу, який ізолює їх один від одного та скріплює з металевою платівкою. Чутливі елементи розташовані один над одним та паралельні площині металевої платівки, на яку

встановлено чутливий елемент, головна вісь якого співпадає з віссю досліджуваної деформації деталі та ортогональна головній осі другого чутливого елемента.

Похибки вимірювання статичних деформацій деталей, як правило, пов'язані з недостатньою температурною компенсацією чутливих елементів (ЧЕ).

Робота виконана для оцінки градієнту температур та розподіл деформації, яка передається від деталі до тензометричного пристрою, і оцінити сприйняття деформації кожним ЧЕ.

Розрахунок математичної моделі

У програмному пакеті Ansys був виконаний розрахунок розподілення напружень та температури.

Модель складалася з: деталі, металевої платівки, ізолятора-сполучного та чутливих елементів.

Модель складалася з: деталі розміром 5x20x40 мм – виконаної з сталі 30ХГСА, чутливих елементів з дроту діаметром 30 мкм – із сплаву Х20Н80, ізолятора-сполучного з високотемпературного цементу ВКП-26Ц та металевої платівки із сталі 12Х18Н10Т.

Першим кроком розрахунку математичної моделі було прикладання потоку тепла потужністю 50 ватт, до нижньої частини деталі (20x40 мм), з умовою, що верхня частина деталей з тензометричним пристроєм розташована зі сторони нормальної температури.

Температура моделі досягла 700 °С. Різниця між температурами досліджуваної деталі та тензометричного пристрою склала 5 °С, а між нижнім та верхнім чутливим елементом менше 2 °С.

Наступним кроком розрахунку було прикладання впродовж деталі зусилля 20000 Н, що відповідає напруженню 200 МПа (рисунки 2, 3).

Відносна деформація елементів моделі, становила відповідно:

- власне деталі – 1197 мкм/м;
- металевої платівки – 1182 мкм/м;
- ізолятора-сполучного – 1105...1129 мкм/м;



– чутливих елементів – 1090...1150 мкм/м.

Тобто чутливі елементи сприймають деформацію від деталі на рівні 91...96 %. При необхідності можливо внесення поправки в результати вимірювань.

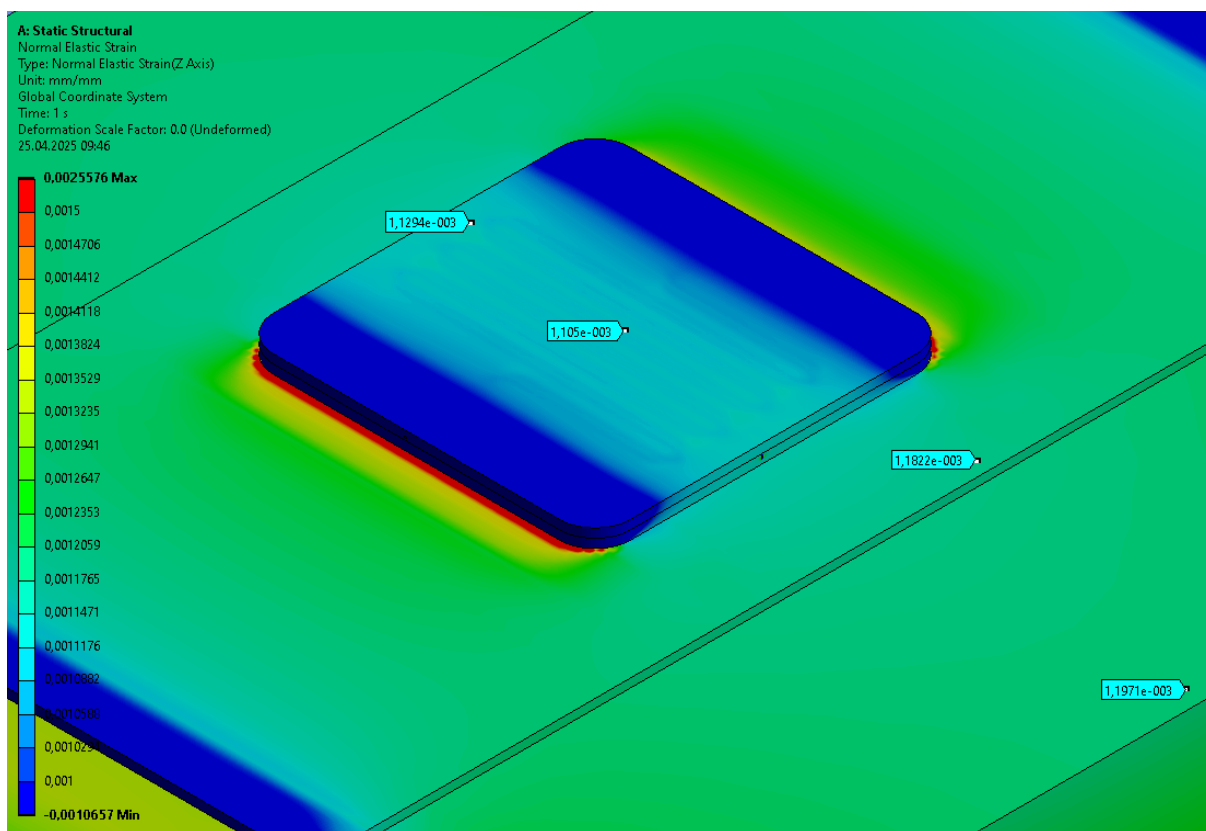


Рис. 2 – Розповсюдження відносних деформацій по поверхні моделі

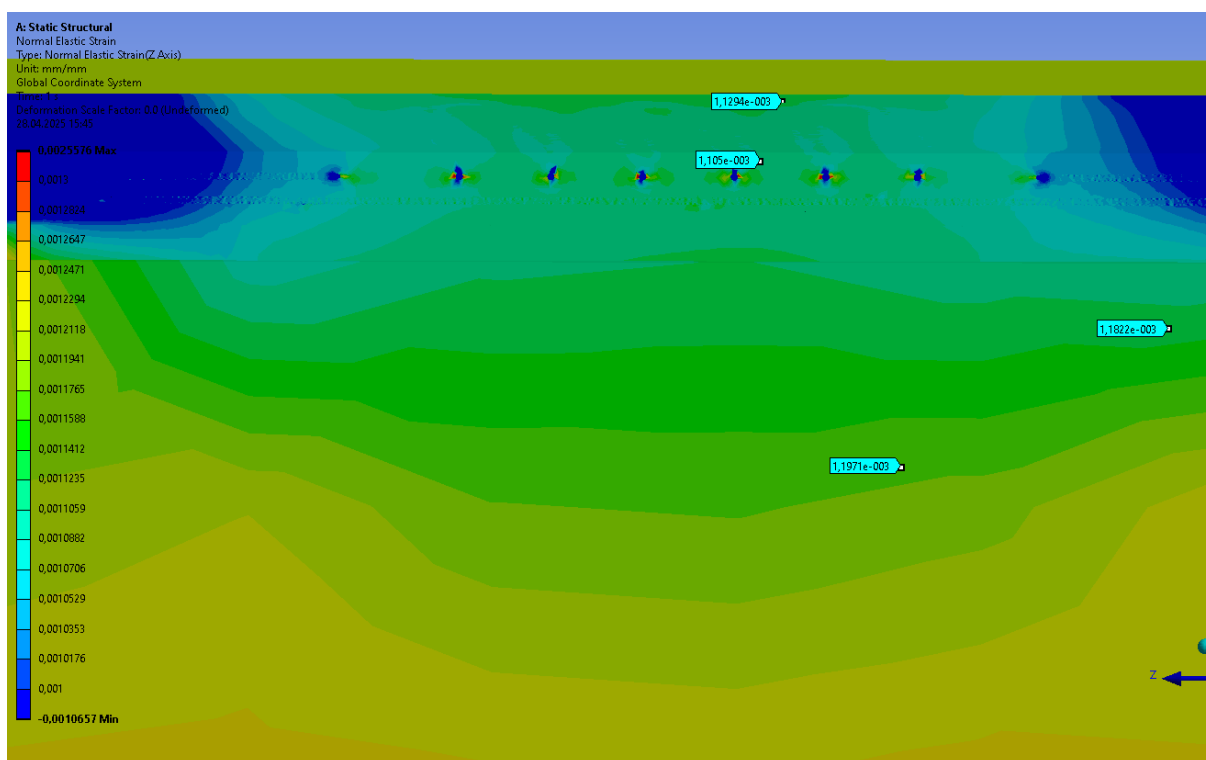


Рис. 3 – Розповсюдження відносних деформацій по об'єму моделі

АНАЛІЗ РОБОТИ ОДНОКАМЕРНОГО ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА АВІАЦІЙНОГО ПАЛИВНОГО НАСОСУ ПРИ РІЗНИХ ЗНАЧЕННЯХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ

В. І. Назін, П. Є. Горбова

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Працездатність авіаційного двигуна залежить від багатьох факторів, в тому числі від надійності роботи паливного насосу. Найбільш поширено використання в авіаційній техніці паливних насосів шестеренчастого типу. Вони мають просту конструкцію, великий ККД, зручні в експлуатації. Ці насоси використовують для перекачки палива, так і для подачі робочої рідини до вузлів тертя машини. На протязі багатьох років в опорах валів зубчатих насосів використовувались підшипники кочення. Однак тенденція зростання швидкостей обертання валів сучасних швидкохідних машин призводить до зростання віброперевантажень, вібропереміщень і зростання амплітуд колювання валів. В нових умовах роботи все більше поширення отримують підшипників ковзання. Серед підшипників ковзання важливе місце займають гідростатичні підшипники.

Гідростатичні підшипники мають багато переваг у порівнянні з іншими опорами. Одним з важливих переваг цих підшипників є можливість використання як мастильного матеріалу робочого тіла машини, так і гасу. Наявність гасу під великим тиском є додатковим фактором, що дозволяє його використовувати як робоче тіло шестеренчастого насоса. Робота опор насоса в рідинному режимі дозволяє практично виключити знос робочих поверхонь елементів опори. Завдяки цьому суттєво зростає надійність і ресурс насосу, а слід і двигуна в цілому.

Конструктивні параметри гідростатичних підшипників в паливних насосах потребують широкого теоретичного і експериментального дослідження. Наприклад на робочій поверхні гідростатичного підшипника можливо використання трикамерних, двохкамерних і однокамерних конструкцій робочих поверхонь підшипника. Кількість камер на робочій поверхні підшипника суттєво впливає на його несучу здатність, витрати рідини і втрати потужності на тертя. Це дослідження присвячено можливості використання в паливних насосах гідростатичних підшипників з однією камерою на робочій поверхні. Відсутність достатньої інформації по проектуванню таких підшипників робить дослідження, присвячені цієї проблеми, актуальними.

Метою даної роботи є виявлення впливу зміни температури робочої рідини однокамерного гідростатичного підшипника на його характеристики при різних значеннях конструктивних параметрів. Математична модель для розрахунків основних характеристик підшипника розроблялась за загальноприйнятих у гідродинамічній теорії мастила припущеннях. Розглядалась конструкція робочої поверхні підшипника з однією камерою. Робоча рідина подається в камеру під великим тиском, через вхідний компенсатор тиску жиклер. Пройшовши через щілинний тракт підшипника робоча рідина через торці підшипника надходить на злив. В основі визначення несучої здатності підшипника, втрати робочої рідини лежить функція розподілу тиску в шарі робочої рідини. Тиск у шарі робочої рідини визначається зі спільного рішення рівнянь Рейнольдса і балансу робочої



рідини. При русі робочої рідини в щільному тракті енергія перетворюється в теплову. Тепло, що виділяється, нагріває робочу рідину підшипника. З усіх властивостей рідини тільки в'язкість більше змінюється в порівнянні зі щільністю та теплоємністю. Отже в'язкість має домінуючий вплив на поведінку робочої рідини в підшипнику і на його інтегральні характеристики в цілому. Для приблизної оцінки можливо навести такі цифри. Якщо при температурі у 500С в'язкість змінюється не менш ніж в 3 рази, то теплоємність змінюється при цьому не більш ніж на 15%, а щільність не більше ніж на 4%. Тепловий розрахунок однокамерного гідростатичного підшипника авіаційного паливного насоса дозволяє кількісно оцінити підвищення температури робочої рідини. Важливим результатом теплового розрахунку є оцінка зміни несучої здатності та витрат робочої рідини внаслідок підвищення температури робочої рідини. На відміну від гідродинамічних підшипників, в гідростатичних підшипниках робоча рідина подається під великим тиском, тому в цих підшипниках велике значення мають втрати потужності на прокачування. Втрати потужності на тертя у загальному випадку визначаються подвійним інтегруванням функції розподілу дотичних напружень у шарі робочої рідини. Функція розподілу дотичних напружень, відповідно до формули Ньютона, пропорційна в'язкості робочої рідини та градієнту швидкості по товщині шару мастила.

Розрахунок тиску в несучій камері показав, що зі збільшенням ексцентриситету тиск в камері суттєво зростає (приблизно у шість разів). Збільшення тиску в камері пояснюється зменшенням зазору і зростанням опору течії рідини з камери. Характерною особливістю однокамерного гідростатичного підшипника є наявність несучої здатності навіть до нульового ексцентриситету. Витрати робочої рідини через підшипник зі збільшенням ексцентриситету суттєво зменшуються, приблизно у 18,26 разу. Це значно більше зниження ніж у конструкції гідростатичного підшипника з рівномірним розташуванням камер по колу. Це суттєва перевага однокамерного гідростатичного підшипника.

Результати досліджень показали, що зі збільшенням ексцентриситету температура робочої рідини в однокамерному гідростатичному підшипнику зростає. При збільшенні ексцентриситету з 0 мм до 0,018 мм несуча здатність підшипника зменшувалась на 17% за рахунок підвищення температури робочої рідини. Зменшення температури при різних його діаметрах не перевищувало 0,5%.

Отримані результати показують, що однокамерний гідростатичний підшипник можливо використовувати в паливних насосах шестеренчастого типу.

РОЗРОБКА ГІДРОСТАТИЧНОЇ ОПОРИ САТЕЛІТІВ ПОТУЖНИХ АВІАЦІЙНИХ РЕДУКТОРІВ

В. І. Назін, С. В. Щербина

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Тенденція зростання швидкостей обертання роторів сучасних швидкохідних машин призводить до збільшення віброперевантажень, вібропереміщень і зростання амплітуд коливання роторів. Необхідність демпфування коливань зовнішнього навантаження сприяє все більшому поширенню як опора роторів



швидкохідних машин підшипників ковзання. В авіаційній промисловості фірмою Pratt Whitney розроблено двигун з редуктором і тягою 8 і 10 тонн. Як підшипники зубчатих коліс внутрішнього зачеплення використовуються підшипники ковзання рідинного тертя. В потужних газотурбінних двигунах з редуктором на підшипники зубчатих коліс внутрішнього зачеплення діють дуже велике навантаження близько 10...20 тонн при частоті обертання ротора близько 10000 об/хв. При таких великих навантаженнях і високій частоті обертання підшипники кочення не можуть забезпечити необхідний призначений ресурс, який становить понад 10000 годин. Альтернативою підшипників кочення для підвісу зубчатих коліс редуктора авіаційного двигуна є підшипники ковзання рідинного тертя. Ці підшипники здатні витримувати великі навантаження і мають при високій частоті обертання дуже великий ресурс. Серед підшипників рідинного тертя важливе місце займають гідростатичні підшипники. Вони можуть застосовуватись як при високих, так і при дуже малих швидкостях обертання вала і мають дуже низький коефіцієнт тертя. Гідростатичні підшипники мають багато переваг у порівнянні з іншими опорами. Одним з важливих переваг цих підшипників є можливість використання як мастильного матеріалу робочого тіла двигуна – мастило або паливо, які перебувають у двигуні під тиском. Основним критерієм працездатності гідростатичних підшипників є мінімальна товщина робочої рідини, що розділяє поверхні, що труться. Товщина мастильного матеріалу повинна перевищувати сумарну висоту мікронерівностей і відхилень від форми робочих поверхонь вала і підшипника, тобто за один повний оборот не повинно відбуватися контакту мікронерівностей. Тому ці підшипники є практично беззносними, якщо не враховувати початкові миті пуску і кінець зупинки. Отже, застосування гідростатичних підшипників розширює асортимент застосовуваних матеріалів. Діаметральні розміри гідростатичних підшипників також менше ніж підшипників кочення. На відміну від підшипників кочення, які мають дискретні стандартні діаметри, гідростатичні підшипники ковзання можливо виготовляти будь-якого діаметру. Цілий ряд розглянутих переваг гідростатичних підшипників вказують на необхідність їх застосування як опор сателітів авіаційних редукторів.

У розроблений конструкції гідростатичної опори, через складність підводу робочої рідини через тіло сателіта, мастильний матеріал подається в зону тертя через тіло осі сателіта. Конструкція гідростатичного підшипника має два ряди несучих камер, розділених зливною канавкою. В кожному ряду виконано чотири несучі камери, в які під великим тиском подається робоча рідина. На вході в камери встановлені компенсуючі пристрої жиклери. Дослідниками запропоновано різні форми несучих камер. Існують експериментальні дослідження гідростатичних підшипників з прямокутною, шевронною і точковою формою камер. Результати досліджень показали, що форма камер істотно не впливає на момент тертя в підшипнику. Витратні характеристики у підшипників з прямокутною і шевронною формою камер мають приблизно однакові значення. Підшипники з точковими камерами мають менші витрати робочої рідини в порівнянні з прямокутною і шевронною формами камер. Вантажопідйомність гідростатичних підшипників з різною формою камер залежить від того, які ефекти домінують. Якщо



переважають гідростатичні ефекти, то вантажопідйомність підшипників з прямокутною і шевронною формами камер буде більше, ніж підшипника з точковою формою камер. У разі якщо домінують гідродинамічні ефекти, то перевагу за вантажопідйомністю має підшипник з точковими камерами, в порівнянні з прямокутною і шевронною формами камер. У цьому дослідженні були обрані найбільш поширені прямокутні несучі камери.

Під навантаженням центр сателіта і центр осі сателіта не співпадають. Відстань між їх центрами має назву ексцентриситет. Коли ексцентриситет дорівнює нулю, тиск рідини в усіх камерах підшипника буде однаковим і в цьому випадку його вантажопідйомність буде дорівнювати нулю. Під навантаженням, коли центри сателітів і центри їх осей не співпадають, тиски в камерах змінюються. У камерах до яких сателіт наближається до центру його осі, тиск зростає, а в камерах де сателіт віддаляється від центру його осі тиск зменшується. Результуючим ефектом підвищення тиску в одних камерах і зменшення тиску в інших камерах є виникнення відновлювальної сили, тобто вантажопідйомності. На деякому ексцентриситеті, величину якого можливо розрахувати, зовнішня сила врівноважується вантажопідйомністю підшипника. Якщо сателіт обертається відносно його осі, то в шарі мастильного матеріалу будуть виникати крім гідростатичних ефектів, також гідродинамічні ефекти.

Основними характеристиками гідростатичних підшипників є несуча здатність (вантажопідйомність), витрати мастильного матеріалу і втрати потужності на тертя. Для визначення перелічених характеристик підшипника необхідно розв'язати складну задачу гідромеханіки. В основі визначення перелічених характеристик підшипника рідинного тертя лежить функція розподілу тиску в шарі мастильного матеріалу, яку визначають зі спільного розв'язання рівняння Рейнольдса та рівнянь балансу витрат робочої рідини.

Розроблена математична модель гідростатичного підшипника дозволяє чисельно визначити його основні характеристики.

МІНІМІЗАЦІЯ МАСИ КОЛЕСА ТУРБІНИ ГТД ТЯГОЮ 400 Н

Д. С. Онацький, О. В. Білогуб

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Міні БПЛА злітною масою 50...250 кг в де-яких застосуваннях потребують турбо-реактивних двигунів з тягою в діапазоні 100...1000 Н (мікро-ТРД) [1]. Але створення і виробництво таких двигунів до недавнього часу гальмувалося технологічними і матеріалознавськими проблемами. Серійне виробництво мікро-ТРД почалося відносно недавно – в 90-х роках ХХ століття, основні проблеми були подолані, але цільова аудиторія переважно складала авіамоделювання або індивідуальні ранці типу Jet-pack [2]. Оцінка ефективності застосування серійних комерційних мікро-ТРД для високошвидкісних БПЛА [3,4] показала доцільність такого застосування.

Представлена робота присвячена оптимізації (мінімізації маси) колеса турбіни мікро-ТРД тягою 400Н. В якості прототипу обрано турбіну двигуна ТРД-

400Е-1. Профілі лопаток і розміри проточної частини змін не зазнали. Основні розміри в наведено таблиці 1, а зовнішній вигляд турбіни – на рис. 1. За виготовленням – це диск відлитий за одно ціле з лопатками, що має два балансувальні пояски і видовжений зі сторони входу носок на комлі (рис.1). Бокові поверхні диску складної форми – конусної, тороподібної, плоскої.

Таблиця 1 - Геометричні параметри колеса турбіни матеріал і оберти (навантаження)

Кількість лопаток	27
Діаметр наружний (по лопатках), мм	100,3
Діаметр валу, мм	10
Ширина по вінцю, мм	12
Ширина по комлю, мм	17
Діаметр диска, мм	60
Матеріал	ЖС-6К
Частота обертання, об/хв	90000

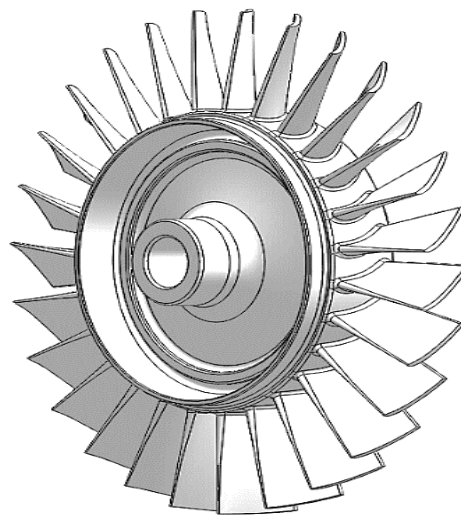


Рис.1 – Зовнішній вигляд колеса турбіни

Попередній візуальний аналіз форми диска показав, що зниження маси можливе за рахунок відмови від балансувальних поясків, стоншення полотна диска, прорізання в ньому отворів, зменшення виходу носка на комлі.

Алгоритм проведення роботи наступний: Аналізуємо напружений стан моделі колеса-прототипу, визначаємо напруження в «особливих точках», створюємо спрощену модель колеса-прототипу для аналізу з від'ємними масами і пропонуємо модернізовану конструкцію. На рис. 2 а,б представлено сектор з трьох лопаток з визначеними «особливими точками», на рис 2 в,г – поле напружень за Мизесом. Шкала напружень обмежена зверху значенням текучості сплаву ЖС6К при температурі 20°C і не змінна для усіх рисунків

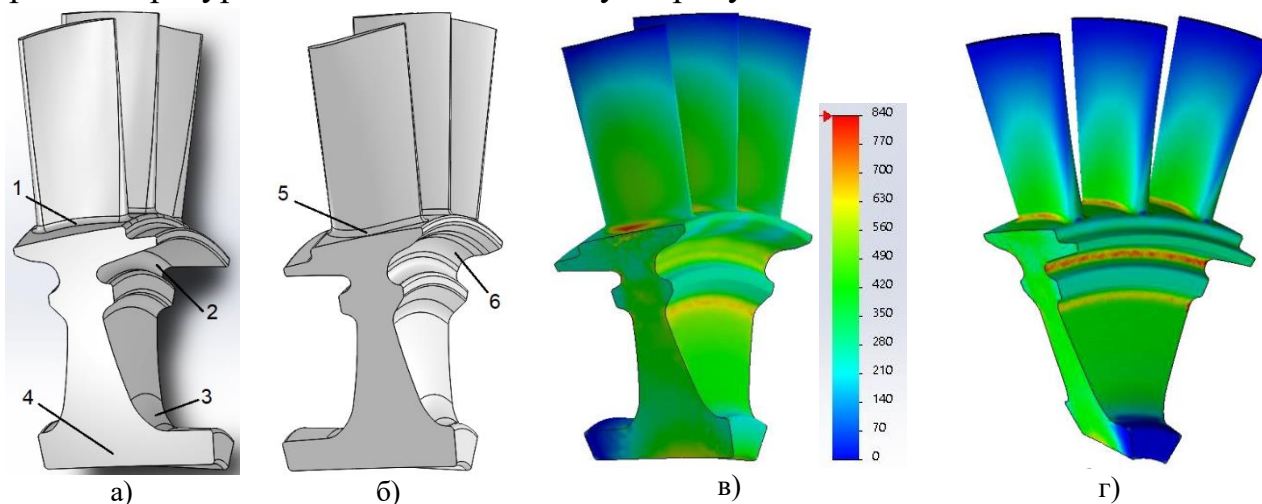


Рис. 2 – Розрахункова модель колеса турбіни (сектор з 3-х лопаток):
а – вигляд спереду; б – вигляд ззаду; в, г – напружений стан.

Цифрами 1...6 – означено зони вимірювання напружень



В табл. 2 представлено результати аналізу конструкцій. В зонах 1 і 5 представлено середнє значення напружень в закругленні «лопатка – диск», причому значення радіуса для прототипу дорівнює 0,7 мм, а для спрощеної моделі і пропозиції – 1 мм.

Варіант 3 – напруження в зоні отвору – 610...1070 МПа. Варіант 10 – напруження під пояском балансування – 660...710 МПа.

Таблиця 2

		Напруження по зонах, МПа						Маса колеса турбіни, г	Зниження маси
		1	2	3	4	5	6		
1	Прототип	576	687	363	627	514	518	189,9	0,0%
2	Прототип, балансувальні вибірки	591	703	359	632	531	520	186,0	2,0%
3	Прототип, балансувальні вибірки і отвір	616	693	361	625	544	534	182,1	4,1%
4	Спрощена модель прототипу	491	711	363	650	461	518	191,1	-0,7%
5	Спрощена модель без поясів балансування	491	658	316	625	462	499	183,8	3,2%
6	Новий диск, радіус закруглення зон 2, 6 – R1,5	515	643	367	610	454	760	174,8	7,9%
7	Радіуси закруглення: зона 2- R2; зона 6 - R3.	516	660	402	602	432	672	167,8	11,6%
8	Як п.7, мін. ширина полотна – 2,7	511	565	424	631	424	608	169,6	10,6%
9	Як п.7, мін. ширина полотна – 2,5	521	579	448	632	429	617	164,3	13,4%
10	Як п.9, з балансувальними поясками	516	638	454	622	412	614	167,8	11,6%

На рис. 3 показано ілюстрації до деяких варіантів розрахунків табл. 2

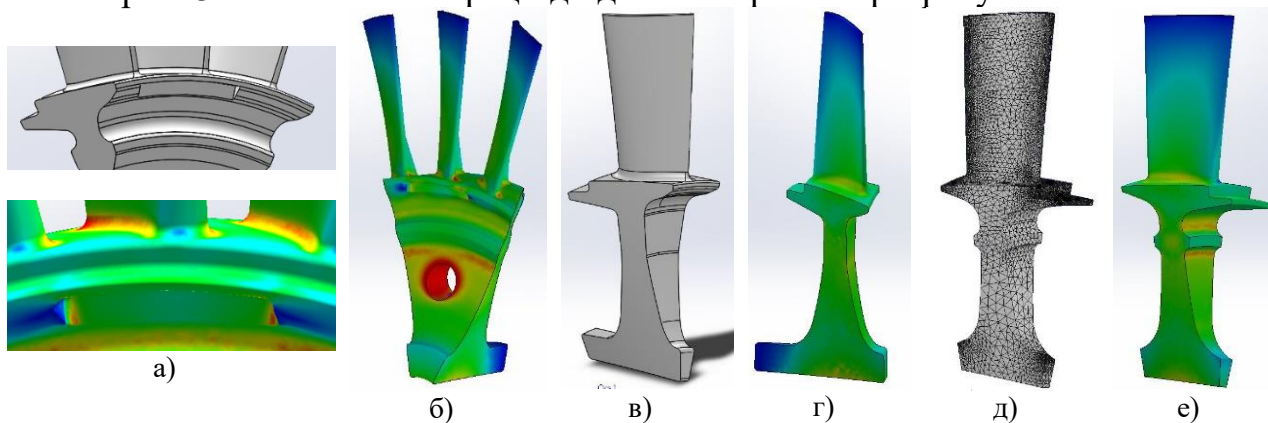


Рис.3 – Ілюстрації до табл. 2:

- а – балансувальні виточки під ободом диска (вар. 2); б – балансувальний отвір (вар. 3);
в,г – спрощена модель прототипа без балансувальних поясів (вар. 5);
д,е – новий диск з поясками балансування (вар. 10)

Як видно з таблиці 2 напруження в закругленні з'єднання лопатки з диском (гаряча частина з концентратором) знижено приблизно на 100МПа

Аналіз показав, що по-перше – балансування відбором маси на ободі диску не приводить до появи напружень в концентраторах, що більші ніж у концентраторах на галтелях лопаток і може бути застосоване при виробництві. По-друге – балансування за рахунок свердлення отвору в диску (рис. 2 б) призводить до появи напружень, що суттєво перевищують такі в інших частинах.

Запропонована конструкція має напруження або того-ж рівня, або менші, ніж у прототипу. За принципом «не гірше ніж...» [5] працездатність пропонованої конструкції не буде гіршою, ніж прототип.

Маса диска, що пропонується, складає 164,3 і 167,8 г без і з поясками балансування відповідно. Це складає зниження витрати досить дорогого сплаву ЖС-6К щодо прототипу на 13% і 11%.

Перелік посилань

1. Schreckling, K. Gas Turbines for Model Aircraft [Text] / K. Schreckling. – Worcestershire, Traplet Publication Ltd., 2003. – 105 p.
2. Jet pack. Wikipedia, the free encyclopedia [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://en.wikipedia.org/wiki/Jet_pack. – 20.04.2023.
3. Хрулев, О. Е. Аналіз можливості застосування комерційних мікротурбореактивних двигунів для високошвидкісних малорозмірних БПЛА оперативно-тактичного рівня [Текст] / О. Е. Хрулев. – Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2023. – № 4 спец-випуск 2 (190). – С. 5-18.
4. Бойові малорозмірні безпілотні літальні апарати з реактивною тягою [Текст] : монографія / А. А. Халатов, О. Ф. Немчін, Є. О. Шквар, А. В. Кузьмін, С. Г. Кобзар ; під ред. Академіка НАН України, д.т.н., проф. А.А. Халатова. – Дніпро: Ліра, 2023. – 144 с.
5. Белогуб, А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства [Текст] / А. В. Белогуб // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 3/3 (45). – С. 27–40.

АНАЛІЗ МІЦНОСТІ СОПЛОВОГО АПАРАТА ТУРБИНИ ГТД ТЯГОЮ 400 Н

Д. С. Онацький, Є. В. Марценюк, О. В. Білогуб

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Останнім часом для швидкісних БПЛА малого та надмалого розміру набуло поширення застосування ТРД тягою 100...1000 Н (мікро-ТРД). Ринок пропонує достатньо багато моделей таких двигунів [1,2]. Вартість двигунів з однаковою тягою може різнитися в рази.

Зниження вартості можливе за рахунок зменшення маси, особливо маси спеціальних матеріалів, що застосовуються для виготовлення деталей турбіни, в тому числі її соплового апарату (СА).

Метою роботи був аналіз міцності соплового апарату існуючого мікро-ТРД тягою 400 Н і пропозиції щодо зміни конструкції. На рис. 1 наведено конструкцію СА прототипу (а) і пропоновану (б). Даний вузол складається з лопаток 1, внутрішнього 2 і зовнішнього 3 корпусів, причому зовнішній корпус має подовження 4, що формує канал в якому розташовані робочі лопатки турбіни і



представляє собою єдину деталь зі сплаву ЖС-6К. До цієї деталі приварені два фланці – нижній 5 і верхній 6 зі сплаву 12Х18Н10Т. В конструкції б) подовження зовнішнього корпусу немає, натомість його пропонується замінити окремою деталлю. Маса соплового апарату прототипу і пропонуваного 421 і 372 г відповідно. При оцінюванні маси модифікованої конструкції враховано масу окремого трактового кільця над робочими лопатками турбіни.

Розрахунки виконано для стаціонарного теплового навантаження із застосуванням ідентичних умовних ГУ, що відповідають максимальному режиму.

Властивості матеріалів (ЖС-6К та 12Х18Н10Т) для моделювання враховують залежність параметрів від температури і навантаження (пластичність). В розрахунках не враховано взаємодію СА з елементами корпусу і сопла ГТД. Сполучення фланців безпосередньо з корпусами СА – типу «глобальний контакт».

На рис. 2 представлено характер напружень з урахуванням пластичності (за Мізесом) в СА прототипу (а) і пропонуваної конструкції (б), а в таблиці – результати обчислень.

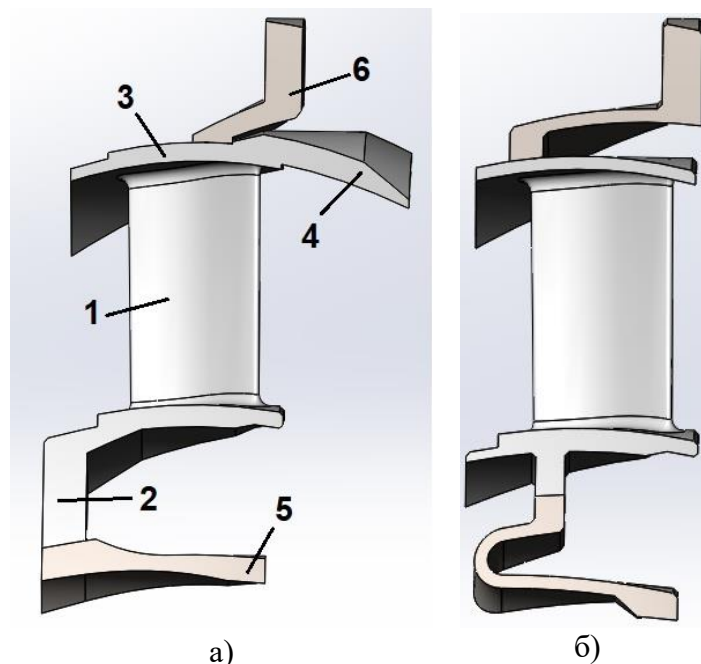


Рис. 1 – Сопловий апарат ТРД-400:
а – прототип, б – пропонувана конструкція.
1 – лопатка, 2 – внутрішній корпус,
3 – зовнішній корпус, 4 – корпус каналу над турбіною, 5 – нижній фланець, 6 – верхній фланець.

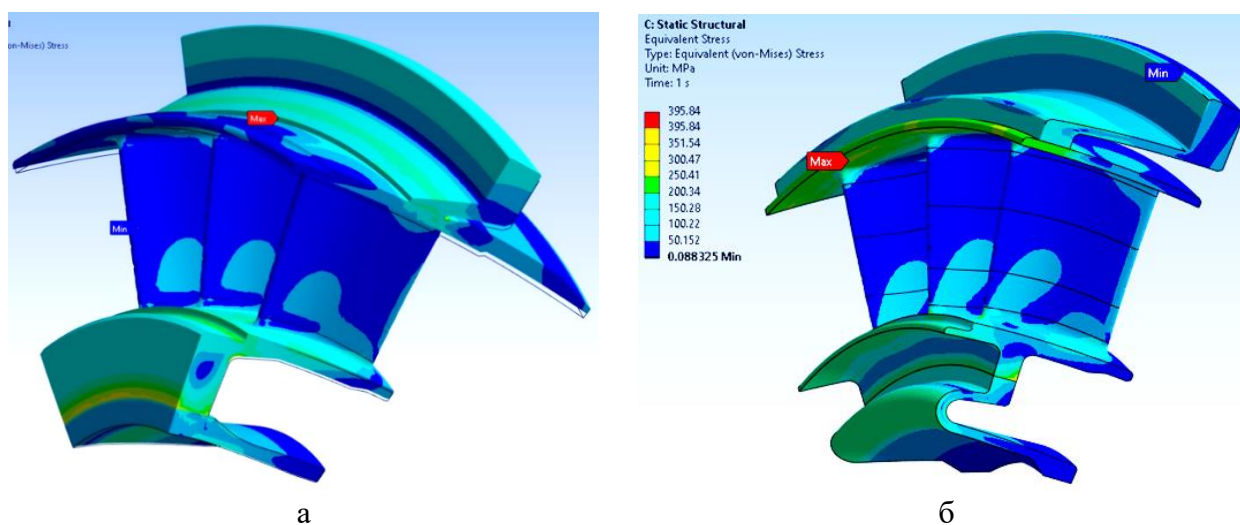


Рис. 2 – Напруження в СА: а – прототип, б – пропозиція.



Таблиця 1 – Результати моделювання СА ГТД – 400

		Прототип, пружна задача		Прототип, пластика		Пропозиція, пластика		Порівняння «пру- жна-пластика»	Порівняння «про- тотип-пропозиція»
		Напруження, МПа	Температура, °C	Напруження, МПа	Температура, °C	Напруження, МПа	Температура, °C		
Складання	Макс.	637	900	545	900	395	845	14,4%	27,5%
	Середні	92	676	83	676	68	598	9,8%	18,1%
Верхній фланець	Макс.	572	713	182	713	181	637	68,2%	0,5%
	Середні	145	603	98	603	73	443	32,4%	25,5%
Зовн. корпус	Макс.	637	900	541	900	395	793	15,1%	27,0%
	Середні	71	763	64	763	90	709	9,9%	-40,6%
Внутр. корпус	Макс.	370	781	362	781	391	773	2,2%	-8,0%
	Середні	110	628	112	628	89	668	-1,8%	20,5%
Нижній фланець	Макс.	273	431	172	431	188	552	37,0%	-9,3%
	Середні	75	370	73	370	70	388	2,7%	4,1%

Висновки: Пропонована конструкція СА легше більш ніж на 20% за прототип, її порівняльні характеристики міцності лежать в прийнятних межах і за [3] працездатність пропонованої конструкції буде задовільною.

Перелік посилань

1. Хрулев, О. Е. Аналіз можливості застосування комерційних мікротурбореактивних двигунів для високошвидкісних малорозмірних БПЛА оперативно-тактичного рівня [Текст] / О. Е. Хрулев // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2023. – № 4 спец-випуск 2 (190). – С. 5-18.
2. Schreckling, K. Gas Turbines for Model Aircraft [Text] / K. Schreckling. – Worcestershire, Traplet Publication Ltd., 2003. – 105 p.
3. Белогуб, А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства [Текст] / А. В. Белогуб // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2010. – № 3/3 (45). – С. 27–40.

ОЦІНКА ДЕФОРМАЦІЇ КРУГОВИХ ДВОЯКОВИПУКЛО-УВІГНУТИХ ЗУБЦІВ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Р. І. Трофимов, А. В. Кузнецова

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

В останні роки з метою підвищення несучої здатності зубчастих передач застосовують зубчасті передачі з двоопукло-увігнутими зубцями (ДВУ) і, зокрема, конічні передачі. Конічні колеса з ДВУ зубцями вигідно відрізняються від конічних прямозубих коліс високою здатністю навантаження, більшою плавністю зачеплення і значним зниженням шуму. Перевага конічних передач з ДВУ зубцями



перед конічними колесами з круговим зубом полягає в тому, що вони мають різну кривизну в двох напрямках (шестірня виконується з двоопуклими, а колесо з двоякоувігнутими зубцями), внаслідок чого зменшуються контактні напруження. На відміну від коліс із зачепленням Новікова, в яких торцевий коефіцієнт перекриття дорівнює нулю, колеса з ДВУ зубцями мають торцевий коефіцієнт перекриття більшої одиниці. Недоліком цих коліс є складність виготовлення.

Досвід експлуатації показав, що конічні колеса з круговими ДВУ зубцями зовнішнього зачеплення мають високу працездатність. Однак, якщо дослідженню деформації зубців циліндричних евольвентних передач приділяється велика увага, то дані щодо деформації конічних передач з круговими ДВУ зубцями відсутні. Отже, такі дослідження зубців конічних передач із круговими ДВУ зубцями є актуальними.

У загальному випадку, на положення точки контакту зубців у нерухомій системі координат впливає ціла низка факторів, обумовлених пружною деформацією елементів зубчастого колеса та приводу. До основних таких факторів відносяться: пружна деформація зубців, деформація зубчастих коліс (що викликає зміщення основи зубця), прогинання валів, зміщення зон контакту підшипників, деформація корпусу приводу машини.

У цій роботі розглядається лише пружна деформація зубців. Вплив інших чинників на положення точки контакту (крім пружної деформації валів) вважалося незначним, що виключає подальшого вдосконалення розроблених методик розрахунку шляхом урахування цих факторів.

Для моделювання деформованого стану зубця методом скінченних елементів у цій роботі була використана універсальна програмна система скінченно-елементного аналізу ANSYS (рис. 1).

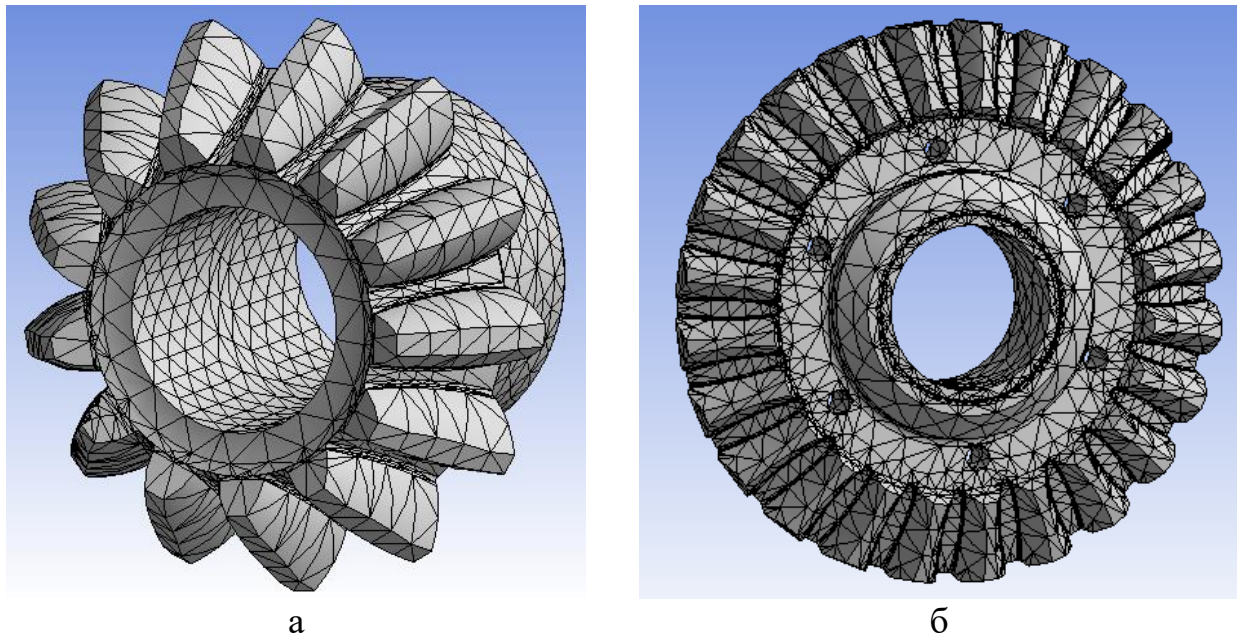


Рис. 1 – Скінченно-елементні моделі для дослідження деформованого стану зубця:
а – шестерні; б – колеса

Розподілена навантаження по довжині зубця прикладалася по лінії контакту. Було закладено 32 варіанти навантаження, що відповідають послідовному

додаванню розподіленого навантаження за висотою зубця. Ширина кожного варіанта навантаження відповідала половині ширини смужки контакту зубців. Далі розраховувалася повна деформація зубців у місці контакту (рис. 2).

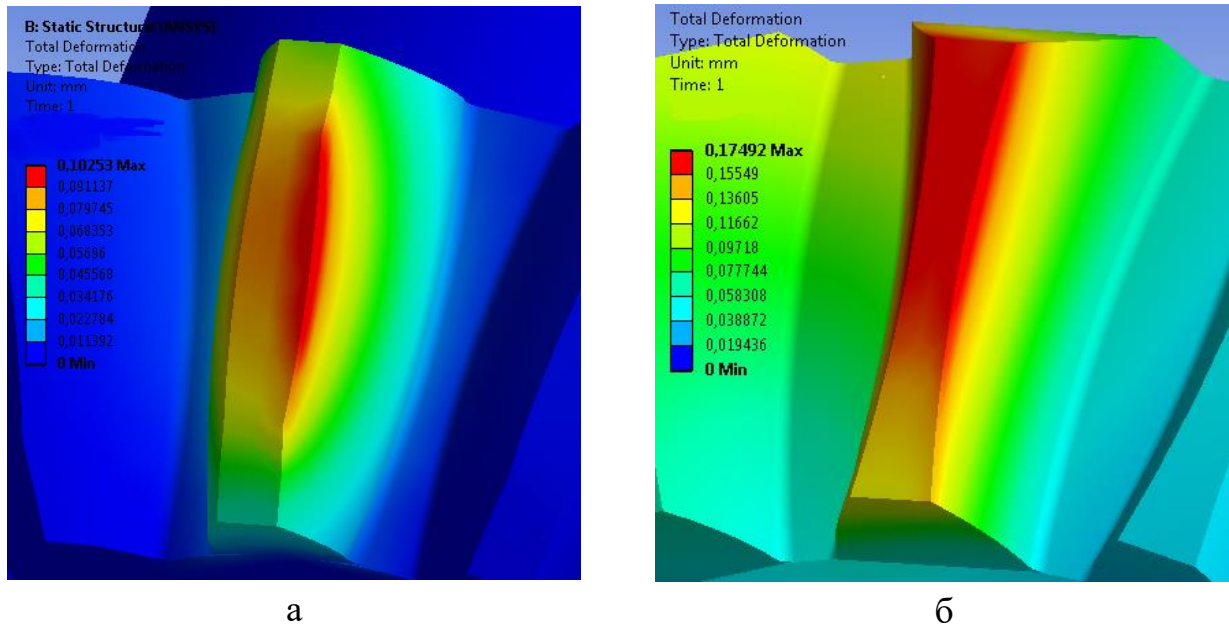


Рис. 2 – Розподіл деформації на зубах: а – шестерні; б – колеса

Тривимірні графіки розподілу деформації за довжиною та висотою зуба шестерні та колеса були побудовані за допомогою програми Table Curve (рис. 3). З графіка видно таке: деформація на голівці зуба перевищує деформацію на ніжці зуба більш ніж 2 рази; деформація у відповідних точках на зубці шестерні у 1.5-2.5 рази менше, ніж на зубці колеса.

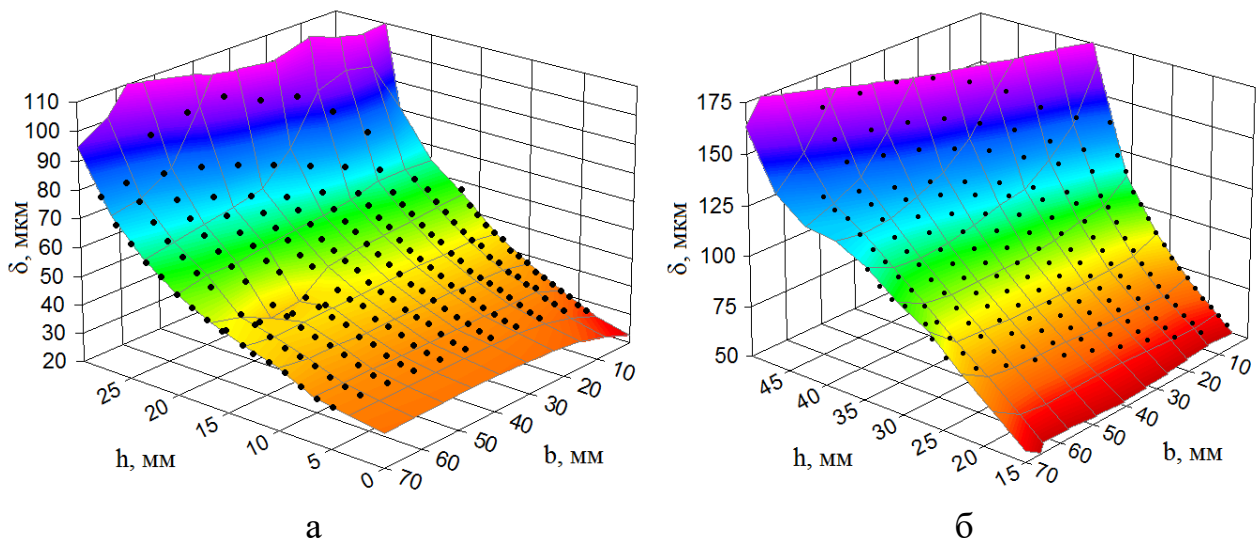


Рис. 3 – Розподіл деформації δ по довжині зуба b та висоті зуба h для:
а – шестерні; б – колеса

В роботі досліджено деформацію зубців конічних зубчастих передач із ДВУ зубцями. Розраховано деформацію зубців у місці контакту, наведено напружено-деформований стан зубців шестерні та колеса.



ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВИКОРИСТАННЯ ЩІТКОВИХ УЩІЛЬНЕНЬ В ГТД

А. О. Хорошкіна

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Ця робота присвячена аналізу досліджень та використання щіткових ущільнень (ЩУ) у газотурбінних двигунах. Щіткові ущільнення є перспективною альтернативою традиційним лабіринтним ущільненням завдяки своїм перевагам: зниженню витоків повітря, підвищенню герметичності, стійкості та здатності працювати при високих температурах і тисках.

ЩУ представляють собою металеві дротинки, розміщені під кутом 45° до поверхні контакту, та діаметром $0,025 \dots 0,10$ мм. Виготовляються з матеріалів на основі нікелю, хрому, кобальту, вольфраму.

На основі результатів досліджень, проведених провідними авіаційними компаніями, зокрема Pratt & Whitney, General Electric, MTU Aero Engines, а також українським підприємством ЗМКБ «Івченко-Прогрес», неодноразово підтверджено високу ефективність ЩУ у порівнянні з іншими типами ущільнень.

Експериментальні та стендові випробування показали, що використання ЩУ дозволяє знизити витoki повітря в середньому у 2–5 разів. Це, в свою чергу, забезпечує зменшення витрат пального, зниження температури на вході в турбіну, зниження витрат на виробництво та експлуатацію, також зниженню маси двигуна. Практичне застосування цієї технології у наведених компаніях підтвердило її ефективність в умовах реальної експлуатації авіаційних двигунів. Додатково встановлено зменшення зношування поверхонь та стабільність ущільнення навіть після сотень годин роботи.

Попри низку переваг, ЩУ мають і певні обмеження, які необхідно враховувати при їхньому впровадженні. Одним із основних недоліків є зношування дροтинок під дією тертя. Також важливим аспектом є складність прогнозування ресурсу ущільнення та необхідність адаптації конструкції двигуна під новий тип ущільнюючих елементів.

Водночас, незважаючи на зазначені недоліки, ЩУ залишаються ефективним і актуальним рішенням в умовах сучасного авіадвигунобудування. Практичне значення дослідження полягає у можливості впровадження ЩУ у сучасні газотурбінні двигуни без значних конструктивних змін. Це відкриває перспективи для модернізації існуючих модифікацій двигунів і створення нових, більш сучасних.

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СТІЧКОВОГО КОНВЕЄРА В CAD - СИСТЕМІ SOLIDWORKS

А. П. Перекрестов, О. О. Баранов

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

У сучасних умовах розвитку промисловості стрічкові конвеєри відіграють важливу роль в автоматизації виробничих процесів. Вони забезпечують

безперервне транспортування сировини, напівфабрикатів і готової продукції на різних етапах виробництва. Використання конвеєрних систем дозволяє значно підвищити продуктивність праці, оптимізувати витрати часу та зменшити фізичне навантаження на працівників. Окрім того, завдяки конвеєрам мінімізується ризик пошкодження продукції під час переміщення, що особливо важливо у високотехнологічних галузях, таких як харчова промисловість, машинобудування, логістика тощо.

Актуальність розробки ефективних конвеєрних систем обумовлена зростаючими вимогами до надійності, енергоефективності та адаптивності обладнання до різних умов експлуатації. Стрімкий розвиток виробничих технологій висуває нові виклики до інженерних рішень, тому моделювання конструкцій у віртуальному середовищі набуває особливої важливості. Сучасні CAD-системи, зокрема SolidWorks, дозволяють не лише створювати точні тривимірні моделі, а й здійснювати кінематичний аналіз роботи механізмів, виявляти потенційні недоліки на етапі проектування та економити ресурси на етапі виробництва.

Метою даної роботи є розробка та модернізація конструкції стрічкового конвеєра для транспортування вантажів та створення його тривимірної моделі в середовищі SolidWorks (рис.1). Для досягнення поставленої мети було визначено основні технічні характеристики конвеєра, розроблено моделі ключових елементів конструкції, зокрема рами, стрічки, приводних барабанів, роликів та натяжного механізму. Після цього виконано збірку моделі у SolidWorks і проведено первинний аналіз її функціональності.

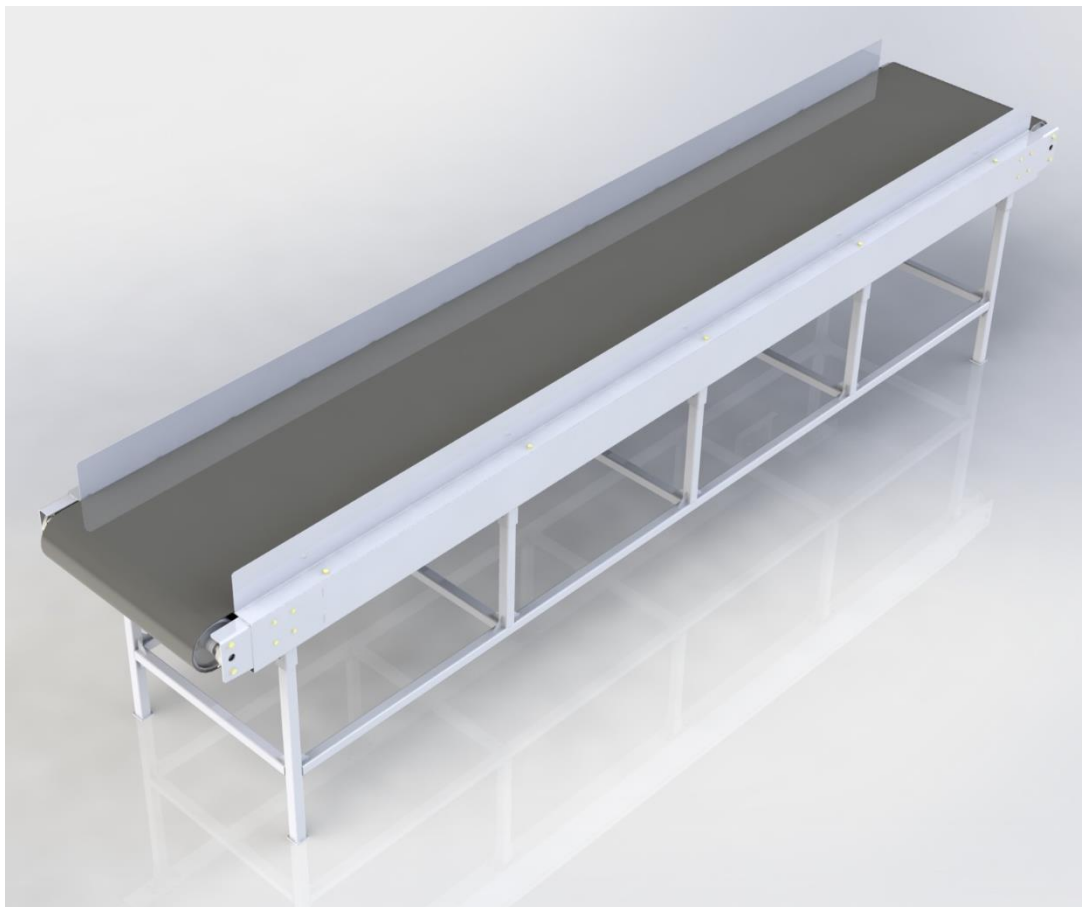


Рис. 1 – 3D модель стрічкового конвеєру



У ході роботи над 3D-моделлю конвеєра було проведено модернізацію його основних елементів з метою підвищення ефективності та зменшення ваги конструкції. Одним із ключових напрямів модернізації стало полегшення рами шляхом оптимізації її конструкції – були спрощені окремі вузли та зменшено кількість зварних швів, що сприяло підвищенню технологічності виготовлення та зниженню вартості виробництва.

Крім того, проведено заміну окремих сталевих компонентів рами на деталі, виготовлені з алюмінієвих сплавів. Це дозволило значно знизити загальну масу конвеєра без втрати міцності та експлуатаційної надійності. Полегшення конструкції позитивно вплинуло на зменшення енергоспоживання приводу та зниження навантаження на несучі елементи.

Окрему увагу приділено модернізації вузла кріплення двигуна. Стандартне кріплення було перероблено для встановлення більш сучасного двигуна моделі L-22-200-I-S-B, який характеризується підвищеною ефективністю та кращими експлуатаційними характеристиками. Нова конструкція кріплення забезпечує надійну фіксацію двигуна та спрощує процес його монтажу та обслуговування.

У результаті роботи створено 3D-модель стрічкового конвеєра, що дає змогу оцінити його працездатність ще до виготовлення реального зразка. Такий підхід сприяє зниженню витрат на створення прототипів, підвищенню точності виготовлення деталей та забезпеченню більш високої якості кінцевого продукту.

Отримані результати підтверджують доцільність застосування сучасних САПР-технологій для проєктування і вдосконалення транспортного обладнання. Подальші дослідження передбачають проведення кінематичного та динамічного аналізу розробленої конструкції стрічкового конвеєра з використанням засобів комп'ютерного моделювання для оцінки поведінки системи під дією експлуатаційних навантажень. Особливу увагу планується приділити аналізу напружено-деформованого стану рами і критичних вузлів з метою виявлення потенційних зон перевантаження та оптимізації їх конструкції.

РОЗРОБКА МЕХАНІЧНОГО ЗАХОПЛЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ВИСОКОЇ ТОЧНОСТІ ДЛЯ ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА ЛЕГКОЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ

А. П. Перекрестов, Ю. В. Широкий

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Автоматизація виробництва є ключовим напрямом сучасної промисловості, що забезпечує зростання продуктивності, якості та конкурентоспроможності продукції. Особливу актуальність має впровадження роботизованих маніпуляторів із надійними виконавчими механізмами, зокрема механічними захоплюючими пристроями, які відповідають вимогам точності, швидкодії та довговічності.

У роботі спроектовано механічний захват для робота типу FANUC LR Mate 200 iD/7LC із вантажопідйомністю 7 кг. За основу обрано кінематичну схему з рейково-зубчастою та черв'ячною передачею, що забезпечує жорсткий зв'язок,



високу точність позиціонування і самогальмування приводу без додаткових блокувальних механізмів. Такий тип захоплення є ефективним у задачах, що вимагають утримання деталей під різними навантаженнями, у тому числі динамічними.

Розраховано необхідні зусилля утримання та дії приводу, визначено характеристики двигуна (≈ 800 Вт), спроектовано конструктивні елементи (палець, корпус, черв'ячне колесо, тримач губок тощо). Аналіз у SolidWorks підтвердив високу надійність конструкції: максимальні напруження 15,92 МПа при межі текучості 580 МПа, зміщення до 3 мкм, коефіцієнт запасу міцності 36,43 (див. табл. 1).

Таблиця 1 - Результати дослідження

Name	Type	Min	Max
Stress	VON: von Mises Stress	3,945e-02N/m ² Node: 19492	1,592e+07N/m ² Node: 564
Displacement (Максимальні зміщення)	URES: Resultant Displacement	0,000e+00mm Node: 1	3,057e-03mm Node: 1410
Factor of Safety (Коефіцієнт запасу міцності)	Max von Mises Stress	3,643e+01 Node: 564	1,470e+10 Node: 19492

Серед ключових переваг обраного типу захоплювального пристрою варто відзначити його компактність та енергоефективність, що особливо важливо для роботизованих систем з обмеженим простором та ресурсами. Завдяки використанню черв'ячної передачі забезпечується ефект самогальмування, що підвищує надійність фіксації об'єкта без потреби у додаткових утримуючих механізмах. Конструкція пристрою вирізняється високою жорсткістю та значним запасом міцності, що гарантує її стабільну роботу навіть під впливом динамічних навантажень. Висока точність позиціонування й утримання деталей досягається завдяки жорсткому кінематичному зв'язку в рейково-зубчастій передачі. Крім того, простота виготовлення та зручність технічного обслуговування роблять цей захоплювальний механізм доцільним для широкого використання в автоматизованому виробництві.

Розроблена 3D-модель підтверджує технологічну доцільність та можливість практичного впровадження конструкції у системах автоматизованого виробництва (див. рис. 1).

Перелік посилань

1. Широкий, Ю. В. Конструювання устаткування для автоматизованого виробництва. Захоплювальні пристрої промислових роботів [Текст] : навч. посіб. / Ю. В. Широкий, Т. О. Постельник — Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2021. — 88 с.

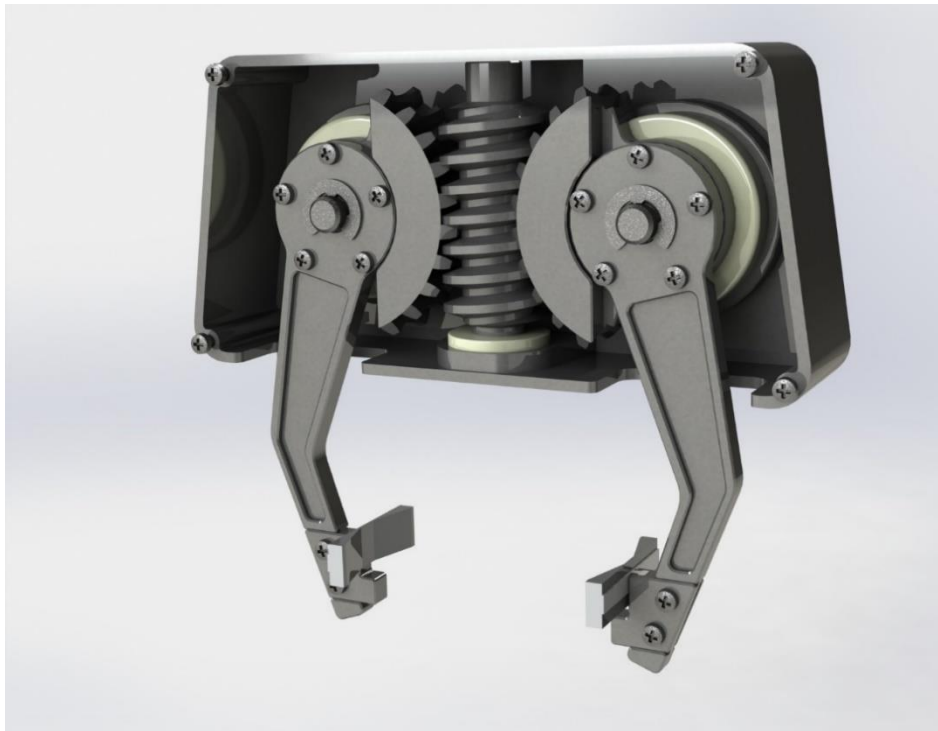


Рис. 1 – 3Д модель захоплювального пристрою для робота типу FANUC LR Mate 200 iD/7LC



САК і діагностика

ДІАГНОСТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ЗНОСУ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ГАЗОГЕНЕРАТОРА ГТД

О. В. Кіслов, Д. М. Чиж, М. В. Кононенко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

В процесі експлуатації елементи проточної частини зношуються, що призводить до зміни параметрів компресора та турбіни. В першу чергу знос проточної частини призводить до зменшення ККД компресору та турбіни.

З балансу робіт компресора та турбіни $L_k^* = L_t^*$, можна отримати формулу:

$$\frac{\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{T_\Gamma^*/T_B^*} = \frac{c_{pg}}{c_p} \left(1 - \frac{1}{\pi_t^{*\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_t^* \eta_k^*. \quad (1)$$

З формули (1) випливає, що зменшення ККД компресору η_k^* та турбіни η_t^* викликає зменшення π_k^* та (або) збільшення T_Γ^*/T_B^* . Таким чином, змінення π_k^* та T_Γ^*/T_B^* в процесі експлуатації можуть служити діагностичними ознаками.

Однак з вимірюванням цих параметрів є складності. Окрім того, бажано мати один діагностичний критерій, а не два, аби виключити необхідність вирішування багатокритеріальної задачі.

Такий єдиний критерій зносу проточної частини ГТД може бути запропонованим на основі комплексу, який записаний у лівій частині рівняння (1). Однак, недоліком використання цього комплексу є необхідність вимірювання тиску за компресором та температури газу перед турбіною, що не завжди можливо.

Доцільним буде замість π_k^* використати $\pi_{t\Gamma}^* = p_t^*/p_b^*$, а замість T_Γ^*/T_B^* - $\tau_{t\Gamma}^* = T_t^*/T_b^*$. Вимірювання цих параметрів не потребує установки засобів вимірювання в проточній частині газогенератора, а рівень температури T_t^* значно нижче, ніж в камері згоряння. Такий перехід можливий за умови припущення, що ступінь зниження тиску у турбіні у процесі експлуатації ГТД змінюється мало і його можна вважати незмінним. Тоді єдиний комплекс зносу проточної частини ГТД можна представити у вигляді

$$D = \frac{\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{T_\Gamma^*/T_B^*} = \frac{(\pi_{t\Gamma}^* \pi_t^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\tau_{t\Gamma}^* (T_\Gamma^*/T_t^*)} = \frac{[(\pi_{t\Gamma}^* \pi_t^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1] [1 - (1 - \frac{1}{\pi_t^{*\frac{k-1}{k}}}) \eta_t^*]}{\tau_{t\Gamma}^*}. \quad (2)$$

Вочевидь, при $\pi_t^* = \text{const}$ комплекс зносу проточної частини ГТД



$D = f(\pi_{\Gamma}^*, \tau_{\Gamma}^*, \eta_T^*)$. Для того, щоб позбавитися впливу змінення η_T^* , треба перетворити комплекс D шляхом ділення на $[1 - (1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}})\eta_T^*]$. Тоді маємо новий комплекс зносу проточної частини ГТД у вигляді:

$$D_1 = \frac{D}{1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}}\right)\eta_T^*} = \frac{(\pi_{\Gamma}^* \pi_T^*)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\tau_{\Gamma}^*}. \quad (3)$$

За допомогою рівнянь (1), (3) можна одержати:

$$D_1 = \frac{c_{p\Gamma}}{c_p} \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}}\right) \frac{\eta_T^* \eta_K^*}{1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}}\right)\eta_T^*}. \quad (4)$$

З рівняння (4) видно, що як зменшення η_K^* , так і зменшення η_T^* однозначно призводить до зменшення D_1 за умови $\pi_T^* = \text{const}$.

Комплекс $D_1 = f(\pi_{\Gamma}^*, \tau_{\Gamma}^*)$, який розраховується за формулою (3), відповідає вимозі зручності вимірювання параметрів газового потоку і дозволяє створити єдиний критерій зносу проточної частини газогенератора ГТД. Тобто, комплекс D_1 є діагностичним параметром зносу проточної частини газогенератора ГТД.

Критерій зносу проточної частини газогенератора ГТД можна запропонувати у вигляді

$$D_{10} - D_1 < \varepsilon_1, \quad (5)$$

де D_{10} – значення діагностичного параметру при заводських випробуваннях ГТД, яке записується у формулярі ГТД, а ε_1 – максимально допустимий відхил діагностичного параметру.

Крім діагностичного параметру D_1 , на основі рівняння (1) можна запропонувати інший діагностичний параметр – D_2 , який також однозначно змінюється в процесі експлуатації ГТД. В якості діагностичного параметру D_2 може бути запропонована величина змінення безрозмірної ентропії потоку у газогенераторі:

$$D_2 = \frac{\Delta s_{\Gamma\Gamma}}{R} = \frac{k}{k-1} \cdot \ln \tau_{\Gamma}^* - \ln \pi_{\Gamma}^*, \quad (6)$$

Параметр D_2 також відповідає заявленим вимогам – зростає при збільшенні τ_{Γ}^* та зменшенні π_{Γ}^* , тому він також є діагностичним параметром зносу проточної частини газогенератора ГТД. Фундаментальною причиною використання



змінення ентропії у якості діагностичного параметру зносу проточної частини ГТД є те, що ентропія – це міра хаосу, деградації системи. Тому є всі підстави вважати, що знос проточної частини ГТД викликає зростання ентропії.

Критерій зносу проточної частини газогенератора ГТД з використанням діагностичного параметру D_2 може бути запропонованим у вигляді

$$D_2 - D_{20} < \varepsilon_2, \quad (7)$$

де D_{20} – значення діагностичного параметру при заводських випробуваннях ГТД, яке записується у формулярі ГТД, а ε_2 – максимально допустимий відхил діагностичного параметру.

Вочевидь, що при використанні критеріїв зносу проточної частини газогенератора ГТД (5) або (7) вимірювання параметрів ГТД повинно здійснюватися для одного й того ж режиму роботи газогенератора. Режим роботи газогенератора визначається величиною π_T^* та приведеною частотою обертання ротора. Тому при випробуваннях ГТД необхідно забезпечити умови:

$$\pi_T^* = \text{idem та } n_{\text{пр}} = \text{idem.} \quad (8)$$

В таблиці 1 наведені результати вимірювань при технічному обслуговуванні ГТД у процесі експлуатації та значення діагностичних параметрів D_1 та D_2 .

Таблиця 1 – результати вимірювань та діагностичні параметри

t, год	$\pi_{\Gamma\Gamma}^*$	$T_{\text{в}}^*, \text{K}$	T_{Γ}^*, K	$\tau_{\Gamma\Gamma}^*$	D_1	D_2
0	3	288	1000	3,472	0,224	3,258
400	2,99	286	1003	3,507	0,221	3,296
800	2,97	290	1029	3,549	0,218	3,344
1200	2,91	280	1006	3,594	0,212	3,409

На рис.1 наведені залежності $\pi_{\Gamma\Gamma}^*$, $\tau_{\Gamma\Gamma}^*$, та D_2 від напрацювання ГТД у годинах, а на рис.2 - аналогічна залежність для D_1 .

На рис. 3 показані залежності $(D_{10} - D_1)$ та ε_1 , які дозволяють визначити стан проточної частини та прийняти рішення про подальшу експлуатацію ГТД.

На рис. 4 показані аналогічні залежності, але при використанні діагностичного параметру D_2 .

З рисунків 3 та 4 видно, що після напрацювання 1100 годин відхилення діагностичних параметрів перевищує допустимий відхил, що є ознакою необхідності заходів по відновленню стану проточної частини газогенератора.

Вочевидь, що максимально допустимі відхилення діагностичних параметрів мають різні величини.

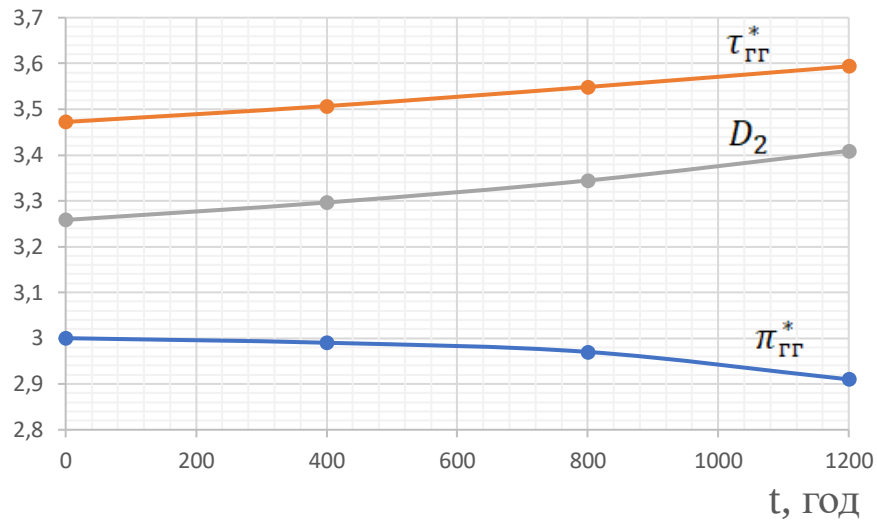


Рис. 1 – Залежність $\pi_{ГГ}^*$, $\tau_{ГГ}^*$ та D_2 від напрацювання ГТД у годинах t

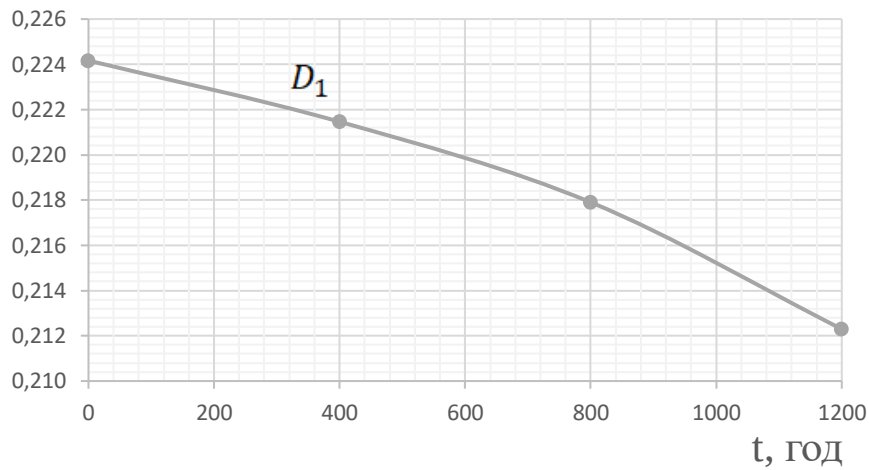


Рис. 2 – Залежність D_1 від напрацювання ГТД у годинах t

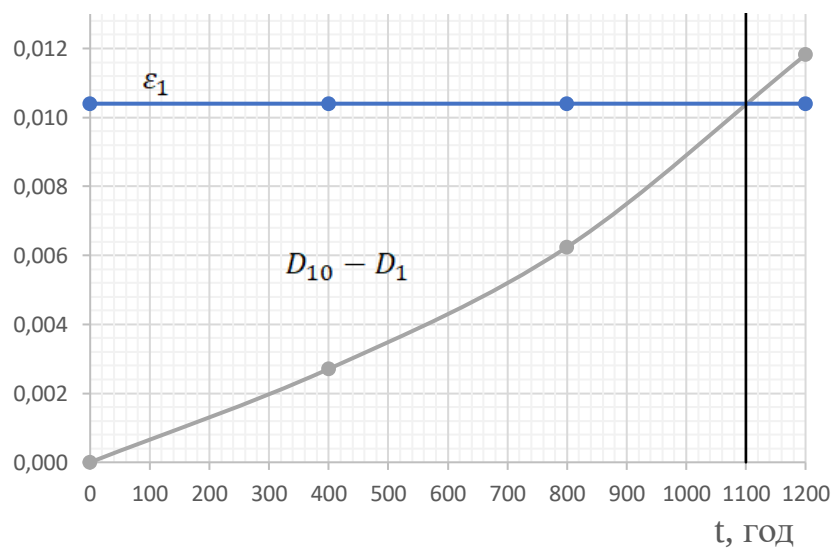


Рис. 3 – Порівняння відхилення діагностичного параметру D_1 у процесі експлуатації з його максимально допустимим відхилом ϵ_1

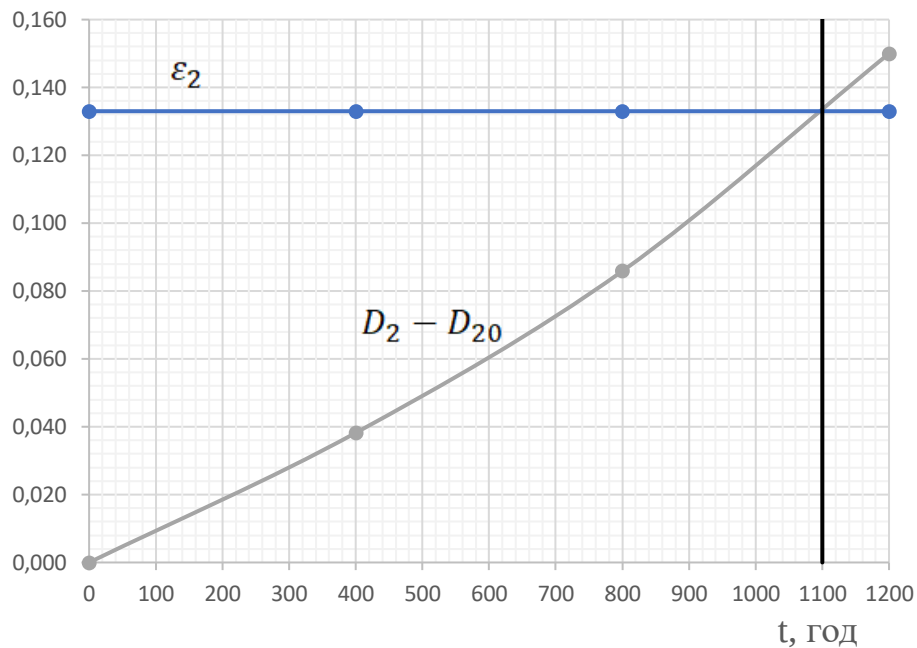


Рис. 4 – Порівняння відхилення діагностичного параметру D_2 у процесі експлуатації з його максимально допустимим відхилом ε_2

Висновки:

1. Запропоновані діагностичні параметри мають фізичний зміст, пов'язані зі зношенням проточної частини газогенератора ГТД та розраховуються за результатами відносно простих вимірювань;
2. Наступними етапами дослідження є статистична обробка результатів випробувань ГТД з метою визначення максимально допустимих відхилень діагностичних параметрів ε_1 та ε_2 .

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОЗПОДІЛЬЧИХ ГІДРОАПАРАТІВ

Є. С. Протас, О. В. Белявський, О. В. Косенко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Метою роботи є вдосконалення алгоритмів керування розподільчим гідравлічним обладнанням за умов поліпшення його динамічних характеристик у колі гідравлічної технічної системи (ТС). Актуальність роботи визначається необхідністю розробки вдосконалених промислових систем та алгоритмів керування роботомеханічним обладнанням на основі стандартизованих мікропроцесорних пристроїв, а саме, на основі програмованих логічних контролерів (ПЛК). Розгляду запропоновано систему управління циклом гідравлічного виконавчого маніпулятора, що використовується при автоматизації прямолінійних рухів робочого органу промислового робота з постійною, але різною швидкістю пересування або довжиною шляху у рамках стендового дослідження властивостей гідроапаратури.



Досвід використання гідравлічної розподільчої апаратури свідчить про нестабільність її роботи за параметрами якості робочої рідини. Саме ці параметри через зміну властивостей робочої рідини найбільш суттєво впливають на динамічні властивості гідророзподілювачей. Зокрема, змінюється час затримки вмикання пристрою.

Електромагнітну силу, яка потрібна для вмикання гідравлічного розподілювача можна визначити за співвідношенням:

$$F_{em} = C_{em} \cdot I = F_{тр} + m \cdot \frac{d^2h}{dt^2} + f \cdot \frac{dh}{dt} + c \cdot h,$$

де c – коефіцієнт пружності зворотної пружини;
 $c \cdot h$ – зусилля стискання пружини розподілювача;
 f – коефіцієнт в'язкого тертя золотника розподілювача;
 m – маса золотника;
 h – лінійне переміщення золотника;
 C_{em} – електрична постійна електромагнітної котушки розподілювача;
 I – номінальний струм котушки;
 $F_{тр}$ – сила тертя спокою.

Динамічні характеристики такої технічної системи (тобто перехідний процес, перерегулювання та час встановлення), що пов'язують собою координати I та h , можна встановити за рівняннями коливальної ланки, що поводить себе в часі як коло ударного збудження, для забезпечення роботи якого потрібне виконання умови $F_{em} > F_{тр} + c \cdot h$. Але виконання цієї умови залежить від параметрів робочої рідини, а саме від її температури (тобто густини). Якщо остання умова не виконується, то виникає неконтрольована затримка вмикання розподілювача, що може призвести до небажаних, або й фатальних наслідків. Для вирішення проблеми, може бути запропонований режим форсування вмикання розподілювача збитковим током, що надається від джерела підвищеної напруги на певний інтервал часу до подолання тертя спокою механічної системи розподілювача. Найбільш доцільним, є включення такого алгоритму керування до кола керуючої програми ПЛК, що задає повний технологічний цикл керування.

Гідророзподілювачі золотникового типу ПБГМ 5422-01, що використовуються у ТС, розраховані на змінну напругу 127 В, 50 Гц (за паспортом), споживають номінальний струм 0,27 А при опорі $Z = 26 + j470$ Ом (за вимірюваннями) та розраховані на подолання зусилля навантаження 1,6 Кгс. При підвищеній напрузі живлення струм і тягове зусилля відповідно зростають, що призводить до подолання сили тертя спокою механічної системи розподілювача (за лабораторних умов використання). Такий режим роботи ТС є доцільним, якщо час форсування обмежений достатньо малим значенням (тобто енергія, що виділяється котушкою, не викликає її теплової руйнації). При перевищенні часу форсування і неподоланні тертя спокою, форсування вимикається і формується сигнал відмови ТС.

Гідравлічна схема лабораторного стенда зображена на рис. 1.

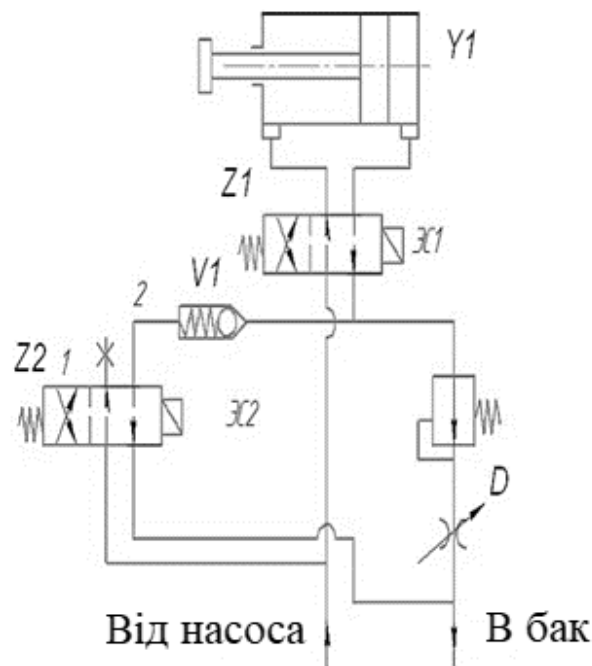
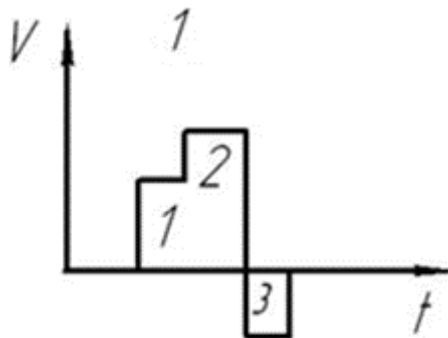


Рис. 1 – Гідравлічна схема лабораторного стенда:

Y1 – виконавчий гідроциліндр (ГЦ); Z1 – золотниковий розподільвач напрямку руху;
Z2 – золотниковий розподільвач швидкості руху; V1 – обернений клапан;
D – регульований гідродросель

При знеструмленій схемі розподільвачі Z1 і Z2 повертаються у вихідне положення під дією пружини. Технологічне завдання руху механізму задається діаграмою швидкостей руху штока ГЦ (рис. 2). Для зміни швидкості та напрямку руху використовуються шляхові датчики переміщень тактильного типу (SQ1, SQ2).



Періодичний цикл
1. Повільно вперед
2. Швидко вперед
3. Повільно назад

Рис. 2 – Типова діаграма швидкостей руху штока ГЦ.

Система керування гідравлічним стендом, що забезпечує заданий цикл руху виконавчого механізму на базі ПЛК, розроблена у середовищі OwenLogic та приведена на рис. 3:

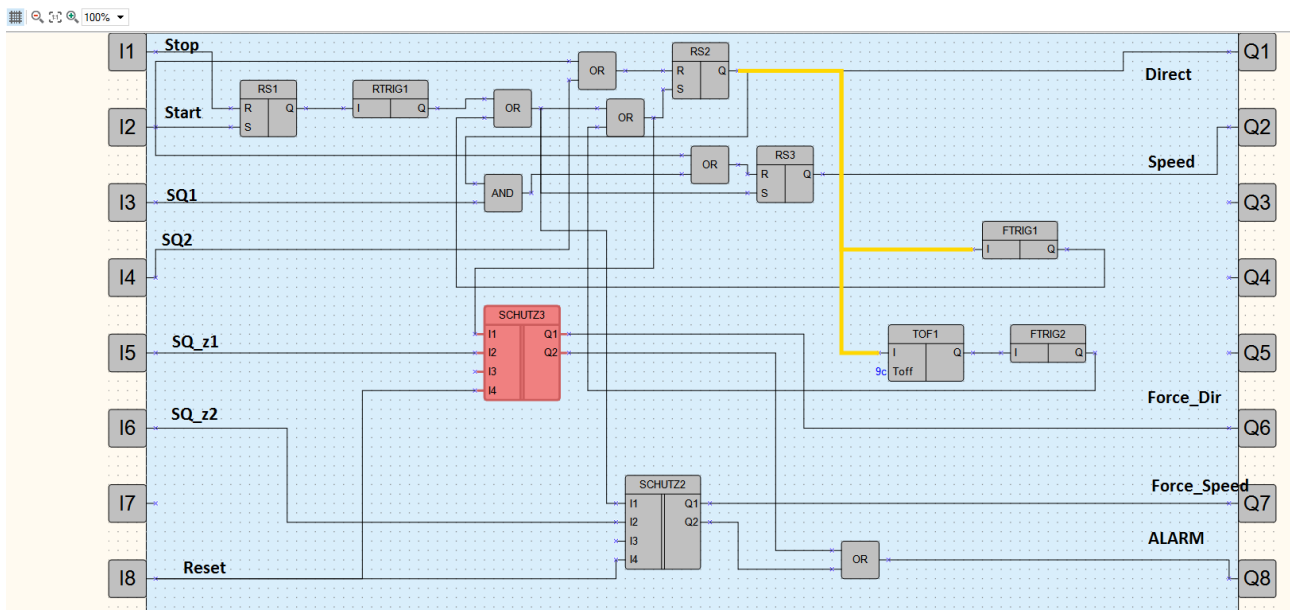


Рис. 3 – Комутаційна схема програмного забезпечення ПЛК мовою FBD у середовищі OwenLogic.

Для забезпечення форсування гідравлічних розподільвачів Z1 та Z2 у комутаційну схему контролера введені додаткові елементи: схеми форсування та захисту SCHUTZ2, SCHUTZ3, структуру яких розкриває однойменне макровизначення, що приведене на рис. 4. Підвищення струму котушки призводить до повного подолання спротиву спокою золотника та до його негайного вмикання. Регулювання часу форсування для усього діапазону температур використання робочої рідини повинно забезпечити надійне вмикання гідравлічного розподільвача без суттєвого перегріву його котушки. Сигнали форсування виведені на додаткові виходи контролера (Q6, Q7 на рис. 3). Тригер DTRIG1 (рис. 4) фіксує факт вмикання розподільвача за фронтом сигналу «Forsage» на вході C, і якщо тригер не повернеться у початковий стан сигналом сенсора зворотного зв'язку SQN (тобто ввімкнення розподільвача не відбудеться), то за спадом сигналу «Forsage» вихідний сигнал DTRIG1 буде записаний до пам'яті DTRIG2, що призведе до появи сигналу відмови «ALARM» на виході Q8 ПЛК. Для забезпечення алгоритму потрібне встановлення сенсора зворотного зв'язку за координатою золотника. Водночас з цим заходом потрібно передбачити зміну конструкції розподільвача з встановленням додаткової форсажної котушки (що не бажано), або ж побудову спеціального ключа, який подає на котушку гідравлічного розподільвача підвищену напругу при одночасному приході до нього двох сигналів (вмикання і форсажу) і переходить на звичайне живлення номінальною напругою у разі вимикання сигналу форсування. Синтез такого електронного пристрою не викликає труднощів і значних додаткових витрат.

Розглянуті динамічні властивості розподільчих гідроапаратів за нестабільних зовнішніх умов експлуатації для покращання яких запропоновані комплексні заходи на базі використання ПЛК.

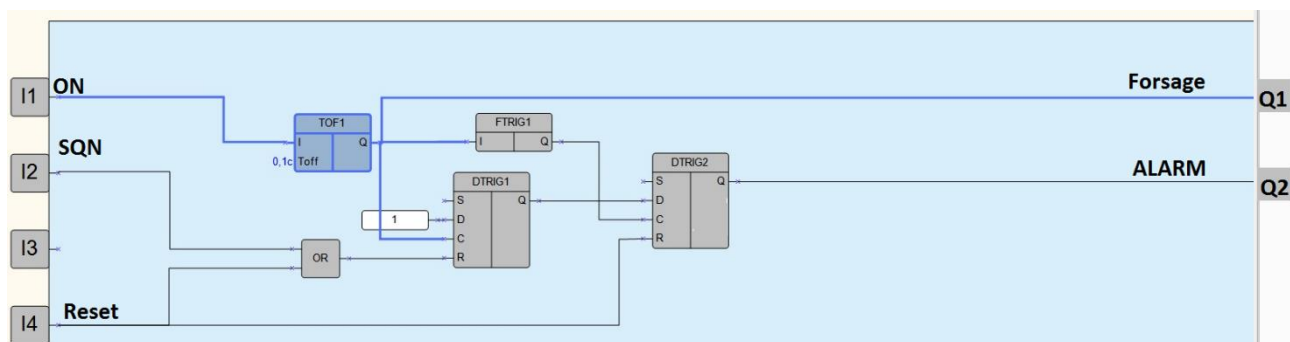


Рис. 4 – Комутаційна схема макровизначення SCHUTZ програмного забезпечення мовою FBD з урахуванням сигналу форсування гідророзподільювачів.

ДВОФАЗНИЙ ШИРОТНО-ІМПУЛЬСНИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ АГРЕГАТУ ПОСТІЙНОГО СТРУМУ РОЗПОДІЛЕНОЇ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ

О. І. Семененко¹, Ю. О. Семененко¹, О. Д. Семененко²

¹Український державний університет залізничного транспорту

²Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

На ділянках тягової мережі постійного струму залізниць одною з проблем, яка виникає при збільшенні інтенсивності вантажних перевезень або впровадженні швидкісного пасажирського руху, є зниження якості енергії живлення електричного рухомого складу [1-2]. Також із зростанням навантажень суттєво зростає шкідливий електромагнітний вплив системи електропостачання на суміжні електроустановки, в тому числі лінії залізничної автоматики, сигналізації та зв'язку. До теперішнього часу задача придушення гармонік випрямленої напруги вирішувалась використанням пасивних LC фільтрів на виході тягової підстанції, що в умовах підвищених навантажень і використання систем керування електричного рухомого складу та залізничних систем автоматики на базі мікропроцесорної техніки недостатньо ефективно [1-2].

Для підвищення показників якості електричної енергії та поліпшення електромагнітної сумісності системи електропостачання постійного струму з суміжними електроустановками в роботі [3] запропоновано застосовувати в складі перетворювальних агрегатів підстанцій перетворювачі на базі трифазних випрямлячів напруги з широтно-імпульсною модуляцією або простіші за будовою та конструкцією активні фільтри-стабілізатори послідовного типу з ємнісним накопичувачем енергії [4].

Як показують розрахунки, при відстані між підстанціями більше 25 км застосування вказаних перетворювачів в складі перетворювальних агрегатів підстанцій системи електропостачання виявляється недостатньо ефективним, бо для якісного живлення електричного рухомого складу вихідна напруга повинна досягати вище передбаченого [1] максимального значення 3,6 кВ [6]. Цим створюються проблеми для стабільного функціонування системи електропостачання, спостерігаються також значні втрати енергії в тяговій мережі, що можуть перевищувати 20 % від спожитої. Шляхом вирішення вказаної проблеми є застосування розподіленої системи електропостачання, де в якості джерел живлення тягової мережі крім



підстанцій додатково використовуються пункти підвищення напруги [5]. Їх розташовують в середній частині міжпідстанційних зон і для зниження втрат енергії живлять підвищеною напругою, а від перетворювального агрегату пункту в тягову мережу подається енергія постійного струму напругою 3,3 кВ. Застосування розподіленої системи електропостачання значно зменшує сумарні втрати енергії та забезпечує необхідний для якісного живлення електричного рухомого складу рівень напруги по всій довжині міжпідстанційної зони.

Складність у використанні указаних перетворювачів у складі перетворювальних агрегатів розподіленої системи електропостачання у першу чергу полягає у їх високій вартості. Тому пропонується застосувати двофазний широтно-імпульсний перетворювач, що є спрощеною версією активного фільтра-стабілізатора [4], *MatLab*-модель якого наведена на рис. 1.

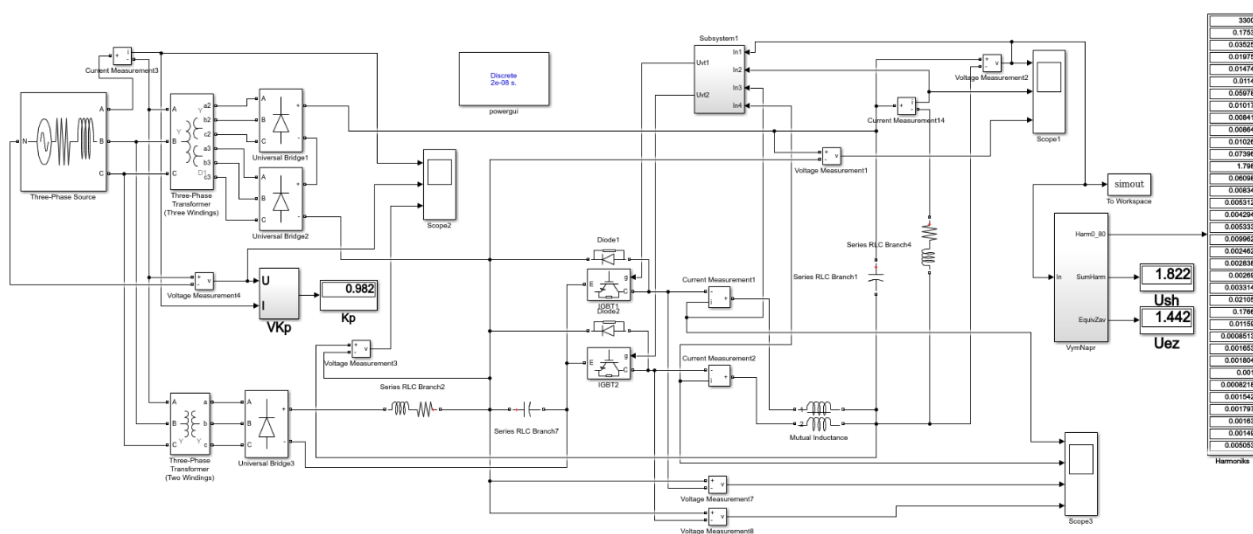


Рис. 1 – Двофазний ШПП у складі перетворювального агрегату

У запропонованому перетворювачі зменшена кількість швидкодіючих напівпровідникових ключів, що знижає втрати енергії та вартість. Застосування двофазної структури забезпечує підняття еквівалентної частоти перетворювача, що знижає масу і габарити вихідного фільтра.

Перелік посилань

1. Правила улаштування системи тягового електропостачання залізниць України. № ЦЕ-0009. – К.: ТОВ „Швидкий рух”, 2005. – 80 с.
2. Панасенко, М. В. Проблеми електромагнітної сумісності підсистем електричної тяги постійного струму і використання засобів силової електроніки для їх вирішення [Текст] / М. В. Панасенко, Ю. П. Гончаров, В. Г. Сиченко // Електротехніка та електроенергетика. – 2009. – №2 – С. 22-28.
3. Гончаров, Ю. П. Тяговий випрямляч з реверсивним вольтододатком на двоопераційних напівпровідникових приладах [Текст] / Ю. П. Гончаров, М. В. Панасенко, В. В. Божко. – К.: Технічна електродинаміка. Інститут електродинаміки НАН України, 2008. – Ч. 2. – С. 16-21.
4. Семененко, О. І. Активний фільтр-стабілізатор для випрямної установки тягової підстанції [Текст] / О. І. Семененко, Ю. О. Семененко // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті – Харків: УкрДУЗТ. – 2016. – №4 (119). – С. 29-33.

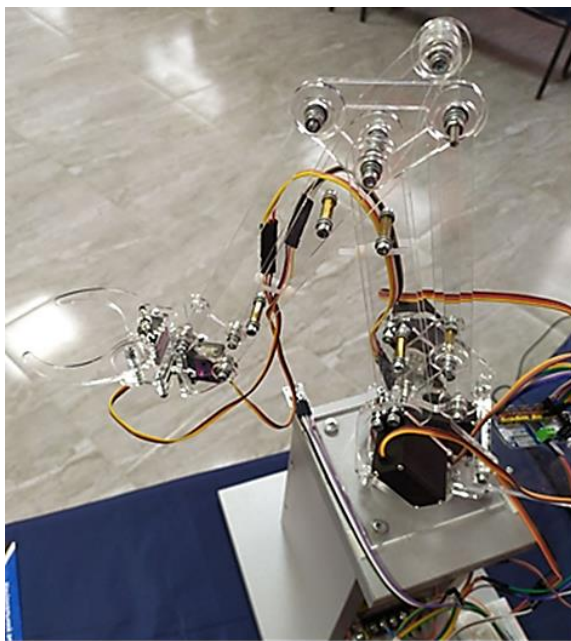
5. Застосування активних фільтрів-стабілізаторів у розподіленій системі електропостачання [Текст] / О. І. Семененко, О. Д. Супрун, Ю. О. Семененко, М. М. Одєгов // Електрифікація транспорту, № 15. – 2018. – С. 61-67.

МОДЕЛЮВАННЯ ДИСТАНЦІЙНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ПРИВОДАМИ МАНІПУЛЯТОРА

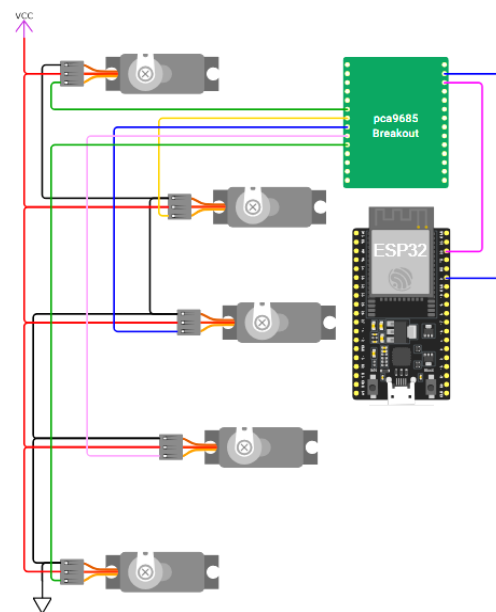
Д. Р. Степаненко, Є. С. Засід

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Дистанційне керування промисловою технікою у сучасному світі привертає велику увагу, оскільки розширює можливості для застосування в багатьох галузях. Дослідження моделі системи керування маніпулятором в середовищах моделювання надає можливість створення якісного продукту з подальшим інтегруванням в промислові маніпулятори. В даному дослідженні пропонується використовувати симулятор Wokwi, який дає можливість працювати з контролерами лінійки ESP, які працюють аналогічно до лінійки контролерів Arduino, для налагодження дистанційної системи керування маніпулятором. За основу взято маніпулятор (рис. 1, а), який має п'ять серводвигунів, котрі керуються від модуля-розширю-



а



б

Рис. 1 – Досліджуваний маніпулятор:
а – фотографія; б – модель системи керування серводвигунами маніпулятора
від контролера ESP32

вача PCA-9685. Перевагою даного модуля є подання живлення на серводвигуни окремо від контролера, що дає можливість доєднати велику кількість двигунів без шкоди для контролера. Даний розширювач приєднуємо до контролеру ESP32 з вбудованим WIFI модулем для подальшого дистанційного керування. Першим кроком дослідження є створення моделі в симуляторі Wokwi (рис. 1, б) [1].



Наступний крок – визначення алгоритму керування: створення точки доступу між WIFI і гаджетом, щоб в подальшому виконувати подання команд маніпулятору через браузер, або використання MQTT протоколу [2] і формування обміну даними через брокера, що потребує доєднання до інтернету через WIFI з можливістю подальшого керування з будь-якої точки світу.

Надалі планується дослідити обидва способи керування і налагодити керування маніпулятором. Розвиток даного напрямку відкриває горизонти формування безпечного дистанційного контролю і керування маніпуляторами та іншими пристроями на виробництві [3].

Перелік посилань

1. Онлайн симулятор електричних кіл [Електронний ресурс] // Wokwi : сайт. – Режим доступу: <https://wokwi.com> (27.04.25)
2. MQTT platform [Електронний ресурс] // EMQX Cloud : сайт. – Режим доступу: <https://www.emqx.com/en> (27.04.25)
3. Fatih Cemal Can Arduino based planar two dof robot manipulator [Text] / Fatih Cemal Can // Journal of Mechanics Engineering and Automation. – 2018. – Vol. 8. – P. 110-117. – doi: 10.17265/2159-5275/2018.03.002
4. Security at the Edge for Resource-Limited IoT Devices [Text] / D. Canavese, L. Mannella, L. Regano, C. Basile // Sensors. – 2024. – Vol. 24. – 590 p. doi: <https://doi.org/10.3390/s24020590>

АЛГОРИТМ ВІДДАЛЕНОГО МОНІТОРИНГУ СТАНУ ГТД З ВИКОРИСТАННЯМ ШТУЧНОГО ІНТЕЛЕКТУ

В. Р. Галетинко, О. Д. Дегтярьов, К. В. Фесенко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Газотурбінні двигуни (ГТД) є критичними компонентами у різних галузях, таких як енергетика, авіація, транспортна та морська інфраструктура. Для забезпечення безперебійної та ефективної роботи ГТД важливо постійно контролювати їх технічний стан. Віддалений моніторинг з метою діагностики є важливою частиною технічного обслуговування, що дозволяє оператору отримувати інформацію про роботу двигуна в режимі реального часу, без необхідності безпосереднього фізичного доступу до нього.

Сучасні технології віддаленого моніторингу включають використання різних методів збору, передачі та обробки даних. Використання таких методів у поєднанні з алгоритмами машинного навчання й штучного інтелекту (ШІ) дає змогу значно покращити ефективність моніторингу та мінімізувати ризики несправностей і аварій.

За допомогою різних методів можна здійснювати оперативний аналіз потоку даних, отриманих від датчиків, для виявлення аномалій, прогнозування несправностей, а також оптимізації роботи обладнання. Алгоритми, що використовуються для обробки даних сенсорів, варіюються залежно від типу зібраних даних, задачі та специфіки застосування. Основною метою таких алгоритмів є



перетворення величезного обсягу сирих даних у корисну інформацію з мінімальними затримками, що дозволяє приймати ефективні рішення щодо стану об'єкта та здійснювати швидкі коригувальні дії. Завдяки розвитку методів машинного навчання, ці алгоритми стають більш точними і ефективними, що дозволяє значно покращити безпеку та продуктивність технічних систем.

Штучний інтелект стає важливим інструментом для оптимізації технічного обслуговування в різних галузях, включаючи енергетичну, транспортну, промислову та інші сфери. Застосування ШІ дозволяє знизити витрати на обслуговування, підвищити ефективність робочих процесів, покращити безпеку та продовжити термін служби обладнання. Впровадження таких технологій забезпечує високу надійність обладнання та систем, що є критично важливим для забезпечення безперервної роботи складних технічних систем.

Для отримання алгоритму віддаленого моніторингу стану ГТД із можливим застосуванням методів штучного інтелекту зроблено деякі дослідження, а саме:

- проведено умовні збір і обробку великого масиву даних параметрів еталонного двигуна на прикладі дослідження кліматичної характеристики ГТД;
- розраховано дросельну характеристику двигуна за різних температурах повітря на вході в ГТД з метою подальшого збору даних (рис. 1);
- отримано математичну залежність потужності двигуна від витрати палива та температури атмосферного повітря (тут потужність обрано як один з основних контролюємих параметрів двигуна) з можливістю подальшої імплементації цієї функції для навчання ШІ.

Математична залежність потужності двигуна від витрати палива та температури атмосферного повітря отримана за допомогою регресійного аналізу, вона дозволяє порахувати потужність двигуна в залежності від витрати палива при будь-якій температурі атмосферного повітря в діапазоні від -50 до 50 °C.

На прикладі отримання цієї залежності можна розробити алгоритм віддаленого моніторингу цього параметру ГТД. Ось основні його кроки:

1. Збір і обробка великого масиву даних досліджуваного параметра еталонного двигуна.
2. Створення математичної залежності досліджуваного параметра від факторів, які впливають на його зміну, за допомогою регресійного аналізу.
3. Валідація створеної залежності, знайдення меж її використання.
4. За допомогою машинного навчання впровадження створеної залежності в систему віддаленого моніторингу стану двигуна.
5. За допомогою ШІ миттєве розпізнавання позаштатної ситуації, яка виникає при отриманні значення дослідженого параметра, яке виходить за межі валідних значень створеної залежності.
6. Усунення позаштатної ситуації.

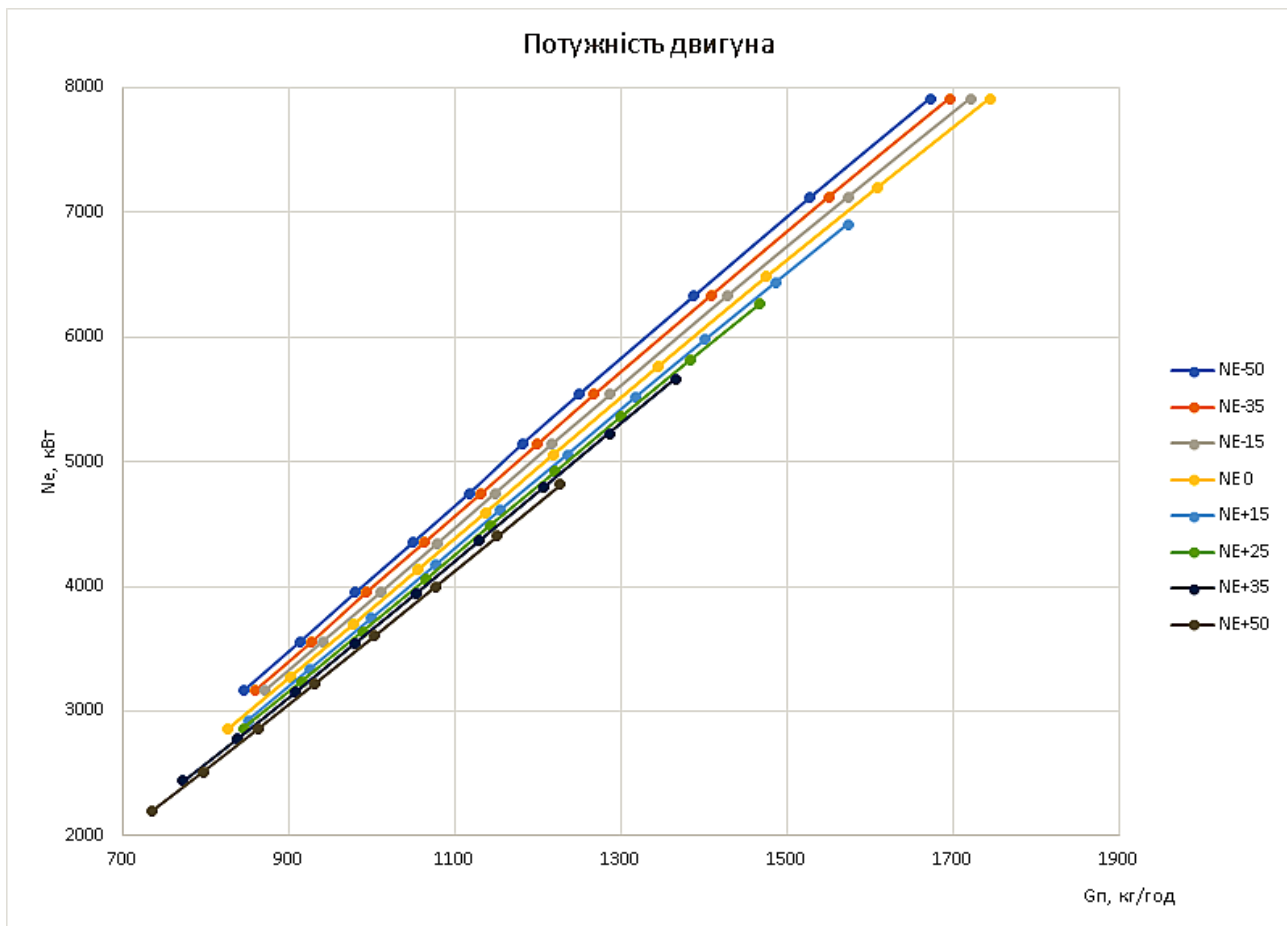


Рис. 1 – Залежність потужності двигуна від витрати палива при обраних температурах атмосферного повітря

Тут потужність обрано як один з основних контрольованих параметрів двигуна, але за допомогою ІІІ можна зробити математичні залежності для будь-яких інших параметрів двигуна, значення яких можливо виміряти датчиками.

У майбутньому одним із основних напрямків використання ІІІ у віддаленому моніторингу стану ГТД повинно бути не просто відстеження ситуації зі станом двигуна у реальному часі, а прогнозне обслуговування. ІІІ аналізуватиме дані від сенсорів, щоб передбачити можливі несправності та втручання до того, як проблема стане серйозною.



Теплоенергетика та енергозбереження

ВИБІР ТЕПЛОНОСІЯ ДЛЯ ДВОФАЗНИХ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОТУЖНОЇ ЕЛЕКТРОНІКИ ДАТА-ЦЕНТРІВ, ЛІТАКІВ, СУПУТНИКІВ, ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ

В. В. Кізіленко, Г. О. Горбенко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Дата-центри, а також системи електроніки, встановлені в дата-центрах, літаках, космічних апаратах і військовій техніці, характеризуються високою щільністю тепловиділення за обмежених можливостей тепловідведення. Традиційні методи охолодження - повітряне й однофазне рідинне - не задовольняють сучасним вимогам щодо компактності, надійності та енергоефективності.

Радикально підвищити ефективність систем охолодження дає змогу використання двофазних технологій охолодження, які забезпечують мінімальний термічний опір передавання тепла від об'єкта, що охолоджується, в навколишнє середовище завдяки використанню тепловіддачі під час кипіння та конденсації і перенесення тепла у вигляді прихованої теплоти пароутворення. Двофазні технології можуть бути реалізовані у вигляді насосних контурів теплопереносу або холодильних циклів. При цьому до теплоносіїв висувається низка специфічних вимог, що робить вибір теплоносія нетривіальним.

Системи двофазного охолодження для потужної електроніки повинні забезпечувати:

- стабільну роботу в температурному діапазоні від 30 до 70 °С;
- високі коефіцієнти тепловіддачі за великої щільності теплового потоку (до 100 Вт/см² і більше);
- компактність, малу металомісткість і вартість комплектуючих: насосів, компресорів, трубопроводів, пристроїв, що передають тепло;
- працездатність в умовах вібрації, великих прискорень, вакууму;
- високу надійність і тривалий ресурс без обслуговування.

До теплоносіїв двофазних систем висувається низка теплофізичних, експлуатаційних, екологічних, економічних та ін. вимог:

- висока теплоємність, густина, теплопровідність, низька в'язкість пари і рідини, прийнятний тиск насичених парів у робочому діапазоні температур;
- низька температура кристалізації.
- велика прихована теплота пароутворення; критична температура істотно вища за робочі температури (вище 100...120 °С);
- хімічна і термічна стабільність; сумісність з конструкційними матеріалами; діелектрична міцність і безпека для електроніки;
- пожежовибухобезпека, низька токсичність;
- низький потенціал руйнування озонного шару (ODP) та глобального потепління (GWP); можливість природного розкладання в атмосфері;



– доступність і низька вартість.

Повністю задовольнити всі вимоги неможливо. Тому теплоносії підбираються на основі компромісних вимог, індивідуально під кожен проект. Найкращі теплоносії є вода й аміак. Однак вони виключені з подальшого розгляду через неприйнятні експлуатаційні властивості (аміак може використовуватися в космічних безпілотних апаратах). Пріоритет віддається фреонам (HFC, HFO) таких марок:

- HFO-1234ze(E): $T_{\text{кип}} \approx 18,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{GWP} < 1$, слабогорючий;
- R-515B (суміш з R-227ea): $T_{\text{кип}} \approx 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{GWP} \approx 300$, негорючий;
- R-1233zd(E): $T_{\text{кип}} \approx 19 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{GWP} \approx 1$, термостабільний;
- R134A. $T_{\text{кип}} \approx -26,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{GWP} \approx 1430$, термостабільний;

**Всі температури кипіння були вказані при тиску 1 атм.*

Ці фреони мають $\text{ODP} = 0$, прийнятні властивості для застосування в двофазних системах середньотемпературного діапазону ($30\text{--}70 \text{ }^{\circ}\text{C}$). До теперішнього часу найбільш широко використовується фреон R134A. Але через ненульовий показник GWP його застосування обмежено в Європі 2030-2035 роком.

Оскільки всі фреони (крім R134A) є новими, то необхідно виконати аналіз опублікованих наукових робіт щодо теплофізичних властивостей цих фреонів та оцінити їхню ефективність як теплоносіїв у двофазних системах охолодження електроніки. Метою цього огляду є збір даних про коефіцієнти тепловіддачі (НТС) при кипінні та конденсації в теплообмінниках, термосифонах, термоплатах: експериментальні результати, методи розрахунку НТС та порівняння з R134A.

Огляд статей:

- Wang et al. [2] виконали порівняльне експериментальне дослідження тепловіддачі на фреонах (R1233zd(E) і R515B) в універсальній термоплаті, оптимізованій для роботи на водному розчині гліколю. Експерименти проведено за теплового навантаження 1000 Вт і температури 550C . За однакової об'ємної витрати рідкого теплоносія $0,8 \text{ л/хв}$ фреон R515B мав термічний опір $\sim 0,011 \text{ K/W}$, а R1233zd(E) $\sim 0,014 \text{ K/W}$, що відповідно у 2,6-2,2 разів менше, ніж за використання розчину гліколю. Це відповідає значенням коефіцієнтів тепловіддачі $8000\text{--}9000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Під час вибору теплоносія слід також враховувати, що фреон R515B має підвищені тиск насичення ($P = 11,3 \text{ бар}$) і $\text{GWP} \approx 300$ порівняно з R1233zd(E) ($P = 3,44 \text{ бар}$ і $\text{GWP} \approx 1$).
- Кеераібоон і Wongwisets [3] дослідили кипіння R134a в мікроканалі ($D = 0.68 \text{ мм}$). Виявлено 6 схем течії: бульбашкова, чергуюча струминна, струминна, струминна з частковим висиханням, плівкова та суха плівкова.

НТС зростає з температурою насичення (при низьких теплових потоках, $5\text{--}15 \text{ кВт/м}^2$), а також із масовою швидкістю (при високих теплових потоках, $25\text{--}35 \text{ кВт/м}^2$). Наприклад, при $G = 200 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$, $q = 10 \text{ кВт/м}^2$: збільшення



температури насичення з 10 °C до 30 °C призводить до зростання НТС з ~8 до ~11 кВт/(м²·K).

При високих температурах і високій якості пари спостерігається часткове висихання плівки, що знижує НТС.

Результати є важливими для оптимізації мікроканального охолодження електроніки та інших компактних систем.

- You et al. [4] досліджували кипіння R1233zd(E) у мікроканалах. НТС: (6–18 кВт/(м²·K)), зростають із масовою витратою. R1233zd(E) має нижчий НТС, ніж R134a (15–20 кВт/(м²·K)), але значно нижчий GWP (~6 проти ~1430), що робить його екологічно кращим для компактних теплових систем. Експерименти проводились при температурах насичення від 25°C до 55 °C.
- Dewangan et al. [5] вивчили нуклеаційне кипіння R-134a і R-410A. НТС R-410A вищий на 20–39%. Наприклад, при 30 °C: R-134a – 12,3, R-410A – 16,5 кВт/(м²·K). Зменшення НТС при великих бульбашках. Автори запропонували нову кореляцію для розрахунку НТС. Вона була отримана для обох холодоагентів і в температурному діапазоні від 20 до 50 °C, з точністю прогнозування ±12%.
- Mota-Babiloni et al. [6] порівняли R134a з HFO-1234ze(E) і R-515B у теплових насосах до 95 °C. Незважаючи на зниження потужності на 22–27%, COP був до +5% вищим. GWP знижено до 28%. Обидва агенти сумісні з наявними компресорами. Для розрахунків рекомендовано кореляцію Chen (кипіння, точність ±10–15%) і Shah (конденсація, точність ±10%).

Висновки.

Усі розглянуті фреони відповідають ключовим вимогам для теплоносіїв двофазних систем охолодження. R-515B найбільш універсальний за співвідношенням «ефективність - безпека». R-1233zd(E) і HFO-1234ze(E) дають найкращі показники за GWP і застосовні в мікроканальних випарниках. Підтверджено застосовність HFO-1234ze(E) і R-515B для високотемпературних теплових насосів з високою енергетичною та екологічною ефективністю.

НТС для нових фреонів при кипінні, від 25°C до 55 °C, становлять 4-18 кВт/(м²·K), при конденсації 2-15 кВт/(м²·K), що на 5-15% нижче за R134A, але вони перевершують за екологічністю (GWP <300) та енергоефективністю (COP вище на 5%). Рекомендується адаптувати кореляції Chen і Shah і розширити експерименти для високих теплових потоків.

Для точного проектування систем охолодження рекомендовано застосовувати кореляцію Chen для кипіння з точністю ±10–15%, кореляцію Shah для конденсації з точністю ±10% та нову кореляцію Dewangan et al. з точністю ±12%, адаптовану до нових фреонів.



Перелік посилань

1. Кізіленко, В. В. Використання двофазних контурів теплоперенесення для вирішення задач охолодження потужної електроніки та дата-центрів [Текст] / В. В. Кізіленко, Г. О. Горбенко // Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки. – 2024. – С 89-90.
2. Universal Direct-to-Chip Cold Plates for Single-and Two-Phase Cooling [Text] / Wang, Qingyang, et al // OCP Global Summit. - 2024
3. Keepaiboon, C. Two-Phase flow patterns and heat transfer characteristics of R134a refrigerant during flow boiling in a single rectangular micro-channel [Text] / C. Keepaiboon, S. Wongwiswes // Experimental Thermal and Fluid Science. - 2015. - Vol. 66. - P. 36-45. doi: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.02.004>
4. Experimental study on flow boiling of refrigerant R1233zd(E) in microchannels: Heat transfer [Text] / C. You, D. Liu, Y. Hua et al. // Applied Thermal Engineering. - 2021. - Vol. 182. – P. 116083. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116083>
5. Pool boiling heat transfer on a plain tube in saturated R-134a and R-410A [Text] / A. K. Dewangan, S. K. Sajjan, A. Kumar, R. Kumar// Heat and Mass Transfer. - 2020. - Vol. 56. – P. 1179–1188. doi: [10.1007/s00231-019-02779-8](https://doi.org/10.1007/s00231-019-02779-8)
6. Experimental comparison of HFO-1234ze(E) and R-515B to replace HFC-134a in heat pump water heaters and moderately high temperature heat pumps» [Text] / A. Mota-Babiloni, C. Mateu-Royo, J. Navarro-Esbrí, Á. Barragán-Cervera // Applied Thermal Engineering. – 2021. – Vol. 196. – P. 117256 doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117256>

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У КОНТУРНИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБАХ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ

І. М. Гусак

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Контурні теплові труби (КТТ, або loop heat pipes — LHP) є одними з найбільш перспективних пасивних систем відведення тепла, що активно досліджуються для застосування в авіаційній та космічній техніці. Їхня конструкція дозволяє забезпечити ефективний перенос теплоти на значні відстані без використання зовнішніх джерел енергії, що є критично важливим для високонавантажених зон авіаційних двигунів, бортової електроніки та енергетичних блоків. Завдяки здатності до автономної роботи, високій ефективності теплопередачі, компактності та нечутливості до зміни орієнтації в гравітаційному полі, КТТ набули широкого розповсюдження в сучасних теплових системах літальних апаратів [1, 4, 5].

Незважаючи на численні експериментальні і теоретичні дослідження, сучасні моделі КТТ мають низку обмежень. Зокрема, більшість з них базуються на припущеннях про усталені режими роботи, нехтуючи складними теплогидравлічними процесами, що виникають під час запуску, переходу між режимами або при дії змінного теплового навантаження [2, 3, 6]. Значною проблемою також залишається адекватне описання фазових переходів у пористому середовищі випаровувача, впливу температурної неоднорідності, наявності неконденсованих



газів [3, 7], а також динаміки температурних коливань у компенсаційній камері. Окремим викликом є моделювання поведінки КТТ в умовах реального авіаційного середовища, де значний вплив мають вібрації, зміни тиску, прискорення та зовнішні теплові збурення [7].

Метою цієї роботи є аналіз сучасного стану математичного моделювання теплогідравлічних процесів у КТТ з подальшою розробкою нової узагальненої числової моделі, яка дозволить відтворювати перехідні, нестационарні та граничні режими роботи КТТ у складі авіаційних двигунів. Запропонована модель базуватиметься на поєднанні енергетичного балансу, рівнянь масообміну та гідродинаміки з використанням методів обчислювальної гідродинаміки (CFD), адаптованих до двофазних середовищ з капілярним ефектом [3, 6]. Передбачено врахування просторового розподілу температур, теплопровідності матеріалів, динаміки зміни тиску в компенсаційній камері, а також розробку модулів для опису впливу зовнішніх чинників [2, 3].

Очікується, що результати дослідження сприятимуть удосконаленню підходів до розрахунку та проектування КТТ для авіаційної техніки, зменшенню ймовірності температурних перевантажень, стабілізації теплового стану та підвищенню ресурсу елементів авіаційних двигунів. Таким чином, робота має не лише теоретичне, а й практичне значення для забезпечення надійності та ефективності тепловідведення в сучасних авіаційних газотурбінних двигунах.

Перелік посилань

- 1 Ku, J. Operating Characteristics of Loop Heat Pipes [Text] / J. Ku // NASA Goddard Space Flight Center. 29th International Conference on Environmental System, July 12-15, Denver, Colorado. – 1999. – 16 p.
- 2 Ku, J. Loop Heat Pipe Transient Behavior Using Heat Source Temperature for Set Point Control with Thermoelectric Converter on Reservoir [Text] / J. Ku, K. Paiva, M. Mantelli // American Institute of Aeronautics and Astronautics. – 2011. – 13 p.
- 3 Zhao, Y. Modeling, Design, and Optimization of Loop Heat Pipes [Text] / Y. Zhao, M. Wei, D. Dan // Energies. – 2024. – Vol. 17(16). – P. 3971. doi: <https://doi.org/10.3390/en17163971>
- 4 Ku, J. Introduction to Loop Heat Pipes [Text] / J. Ku // NASA Thermal and Fluids Analysis Workshop. - 2015. – 86 p.
- 5 Loop Heat Pipe for Cooling of High-Power Electronic Components [Text] / Vasiliev, L. et al. // Int. J. Heat Mass Transfer. – 2009. – Vol. 52(1–2). – P. 301–308.
- 6 Ku, J. Multi-Evaporator Miniature Loop Heat Pipe for Small Spacecraft Thermal Control – Part 2 [Text] / J. Ku, L. Ottenstein, D. Douglas // NASA GSFC. – 2011. – 13 p.
- 7 Aircraft Thermal Management: Practices, Technologies, Architectures. [Text] / Albert Stevan Johan van Heerden et al. // Progress in Aerospace Sciences. – 2022. – Vol. 128(11). – P. 100767.



Технологія виробництва двигунів

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ НАПРУЖЕНЬ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ УМОВ ОТРИМАННЯ НАНОСТРУКТУР У ПЛАЗМОВОМУ СЕРЕДОВИЩІ НА СТАЛІ 38Х

Д. І. Безпалов, Ю. В. Широкий

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Сучасні технології пропонують широкий спектр методів зміцнення поверхневих шарів конструкційних матеріалів. Серед них особливу перспективу мають покриття з наноструктурами на поверхні, які здатні істотно підвищити зносостійкість елементів або ефективність різального інструменту, що досягається за рахунок збільшення твердості поверхні, зниження пружності та підвищення межі міцності й ударної в'язкості. Це дає змогу формувати модифіковані поверхневі шари, які забезпечують підвищення ресурсу деталей при експлуатації в умовах значних ударних навантажень і збільшують їх довговічність [1].

На сьогоднішній день існує значна кількість методів формування наноструктур, зокрема електрохімічні, лазерні та плазмові технології. Серед них особливу увагу привертають іонно-плазмові методи, які дозволяють створювати тонкі поверхневі шари або багат шарові наноструктури. Завдяки прогресу в наукових дослідженнях інтенсивного розвитку набули технології, що базуються на вакуумно-дугових процесах, відкриваючи нові можливості у сфері наноструктурування поверхонь [2].

У процесі дослідження теплової задачі впливу лазерного випромінювання (ЛВ) на сталь 38Х з урахуванням обмеженої швидкості теплопоширення встановлено особливості температурного поля. Зокрема, на поверхні ($x = 0$) та на певній глибині ($x = 0,5\sqrt{a\tau}$) спостерігаються стрибки температури першого роду. Показано, що зниження ефективності теплопровідності призводить до зростання максимальної температури. Крім того, виявлено підвищення температурних напружень до 10 % у зонах з максимальними температурними градієнтами (рис. 1).

У зоні температурного стрибка виникає додатковий локальний максимум температурних напружень, величина

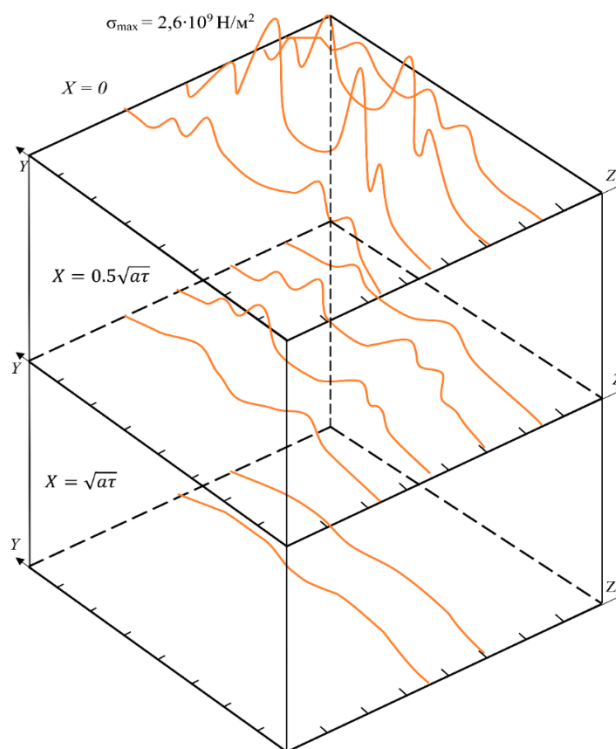


Рис. 1 – Температурні напруження у зоні нерухомої плями при дії ЛВ ($q = 1,5 \cdot 10^{10}$ Вт/м², $\tau_n = 10^{-6}$ с) на сталь 38Х



якого може досягати 30 % від максимального значення $\sigma_{\max}$. Встановлено, що за критичних значень густини теплових потоків, характерних для умов розмірної (мікро- чи наномасштабної) обробки, обов'язковим є врахування граничної швидкості поширення тепла. Особливо це актуально при моделюванні температурного режиму, необхідного для формування наноструктур, зокрема у випадках короткочасної дії ЛВ та високих теплових потоків (понад 10^{10} Вт/м²). У таких умовах облік граничної швидкості теплопоширення призводить до збільшення температурних напружень у межах 10–20 %, що істотно впливає на вибір технологічних параметрів ЛВ, необхідних для забезпечення заданої наноструктури матеріалу.

Водночас за умов нижчих теплових потоків та тривалішої дії ЛВ приріст температурних напружень становить менше 10 %, що не справляє істотного впливу на вибір технологічних параметрів ЛВ. Отримані результати є актуальними для розробки технологічних процесів формування наноструктур на сталевих поверхнях, а також становлять теоретичну основу для подальших досліджень механізмів утворення наноструктур у плазмовому середовищі.

Перелік посилань

1. Prospects for producing nanostructures in the volume of parts under the action of plasma flows [Text] / G. Kostyuk, O. Melkozirova, E. Kostyuk, Yu. Shirokiy. // Development and tools in technological systems, KhNTU "KhPI". – 2020. – No. 92. – P. 107-121. doi: <https://doi.org/10.20998/2078-7405.2020.92.12>
2. Вибір технологічних параметрів лазера для отримання зміцнюючих покриттів з наноструктурами на інструментальній сталі У12А [Текст] / Ю. В. Широкий, Ю. О. Сисоєв, О. В. Торосян, Г. Д. Торосян-Жидєєва // Відкриті інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології. – 2023. – Вип. 97. – С. 111-125. doi: <https://doi.org/10.32620/oikit.2023.97.07>

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОТРИМАННЯ ПОКРИТТІВ НА ВИРОБАХ І РІЗАЛЬНОМУ ІНСТРУМЕНТІ В МАШИНОБУДУВАННІ

О. В. Довженко, Ю. О. Сисоєв

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Для підвищення функціональних характеристик (надійності, ресурсу та ін.) виробів і формоутворюючого інструмента в машинобудуванні широко застосовується нанесення на їх робочі поверхні покриттів різного призначення: зносостійких, жаростійких, надтвердих, корозійностійких, декоративних та з іншими властивостями [1-3]. Такі покриття можуть бути нанесені як фізичними методами осадження (PVD-методи), так і хімічними методами (CVD-методи).

В роботі було зроблено порівняльний аналіз сучасних методів нанесення покриттів з метою визначення ефективності їх застосування в тих чи інших випадках. Розглядалися такі методи нанесення покриттів:



- фізичне осадження покриттів з плазми, що генерується вакуумною дугою з інтегрально холодним катодом (PVD-метод);
- хімічне осадження з парової фази (CVD-метод), що використовує газоподібні сполуки або їх суміші для проходження хімічних реакцій на поверхні підкладки з утворенням на ній покриття;
- електроіскрове легування (ЕІЛ), в якому імпульсний розряд між електродами і інструментом створює умови для перенесення матеріалу покриття на оброблювану поверхню;
- плазмове напилення (ПН), в якому частинки матеріалу покриття, розігріті у плазмовому струміні плазмотрону потрапляють на оброблювану поверхню і з'єднуються з нею;
- лазерне легування та наплавлення (ЛЛН), в цих процесах використовуються два схожих, але функціонально різних метода лазерної обробки поверхні металів з застосуванням високоенергетичного лазерного проміння для локального нагріву матеріалу виробу з постійним переміщенням проміння лазера;
- селективне лазерне плавлення / 3D-друк покриттів (СЛН), в якому використовується адитивна технологія 3D-друку, яка дозволяє створювати металеві вироби або покриття шляхом пошарового плавлення порошкового матеріалу лазером.

В якості основних критеріїв, по яким проводився аналіз, були вибрані такі:

- товщина покриття, яку можливо гарантовано отримувати при збереженні якісних характеристик покриття;
- температура процесу, яка виникає на оброблюваній поверхні і яка може призводити до відпускання матеріалу основи;
- твердість покриттів, яку можна отримувати цим методом;
- вартість реалізації методу.

Результати аналізу розглянутих методів наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Характеристики сучасних методів нанесення покриттів, які застосовуються у машинобудуванні

Метод	Твердість	Товщина покриття	Температура процесу	Вартість
PVD	Висока	1–5 мкм	200–500 °C	Середня
CVD	Висока	5–15 мкм	900–1100 °C	Висока
ЕІЛ	Середня	10–50 мкм	Локальне нагрівання	Низька
ПН	Висока	50–500 мкм	200–3000 °C	Середня
ЛЛН	Висока	50–200 мкм	>1000 °C	Висока
СЛН	Висока	Варіативна	Варіативна	Дуже висока



Висновок: з усіх сучасних методів нанесення покриттів найбільшу перевагу має PVD-метод, який забезпечує високу адгезію між покриттям і основою, дозволяє отримувати покриття високої твердості та потрібної товщини при середньому рівні затрат.

Перелік посилань

1. Андреев, А. О. Технологія машинобудування. Основи отримання вакуумно-дугових покриттів [Текст] : підруч. / А. О. Андреев, В. М. Павленко, Ю. О. Сисоєв. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2018. – 288 с.
2. Білик, І. І. Технологія нанесення покриттів та їх властивості [Текст] / І. І. Білик, С. О. Руденький. – Київ, КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 120 с.
3. Дубовий, О. М. Технологія напilenня покриттів [Текст] : підруч. / О. М. Дубовий, А. М. Степанчук ; Національний ун-т кораблебудування ім. адмірала Макарова. - Миколаїв : НУК, 2007. - 236 с.
4. Воробйов, Ю. А. Правила оформлення навчальних і науково-дослідних документів [Текст] : навч. посіб. / Ю. А. Воробйов, Ю. О. Сисоєв ; 4-те вид., випр. і доп. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2019. – 88 с.

АНАЛІЗ ВИДІВ І ПРИЧИН ЗНОСУ ПРЕС-ФОРМ

Д. М. Нагорний, І. В. Зорік

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Прес-форми є ключовим елементом серійного виробництва авіаційних деталей, забезпечуючи високу точність, повторюваність та ефективність виготовлення компонентів з металів, композитів і пластмас.

Через складні експлуатаційні умови (механічні, термічні, хімічні навантаження) прес-форми інтенсивно зношуються, що знижує якість продукції, підвищує витрати та обмежує ресурс інструменту.

Основні типи зносу прес-форм:

- Абразивний знос: спричиняється тертям і твердими домішками, що пошкоджують поверхню форми.
- Адгезійний знос: виникає внаслідок прилипання та відриву часток матеріалу при високих температурах і тиску.
- Корозійний знос: обумовлений хімічними реакціями з агресивними середовищами (кисень, волога, реагенти).
- Термічний знос: спричинений циклічними змінами температури, що веде до мікротріщин та деградації структури металу.
- Кавітаційний знос: виникає під дією ударних хвиль від схлопування кавіт у рідкому середовищі.

Основні фактори, що впливають на знос: матеріал прес-форми, режими експлуатації (тиск, температура, навантаження), агресивність середовища, якість обробки та наявність захисних покриттів.

Методи контролю та оцінки зносу:

- Лінійні та масові вимірювання.
- Метод штучних баз.



- Аналіз якості готової продукції.
- Моніторинг технологічних параметрів.
- Металографічний та візуальний контроль.
- Аналіз мастильних матеріалів.
- Радіоактивний метод.

Шляхи зменшення зносу:

- Використання поверхневих покриттів і термообробки.
- Вибір стійких інструментальних сталей (зокрема легованих азотом).
- Оптимізація технологічних режимів.
- Запровадження систем моніторингу стану прес-форм.

Розуміння механізмів зношування та впровадження превентивних заходів дозволяє суттєво підвищити ресурс прес-форм і ефективність авіаційного виробництва.

ПЕРСПЕКТИВНІ МАТЕРІАЛИ У ДВИГУНОБУДУВАННІ

О. Р. Носенко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

У сучасному авіаційному двигунобудуванні особливу увагу приділяють впровадженню перспективних матеріалів, які сприяють підвищенню ефективності, довговічності та екологічності силових установок. Це обумовлено жорсткими умовами експлуатації авіаційних двигунів, які працюють при високих температурах, тисках та навантаженнях.

У низькотемпературній частині двигуна активно застосовуються композиційні матеріали (КМ), зокрема вуглецево-композитні, для виготовлення лопаток вентиляторів, перших ступенів компресора та панелей шумоглушення. КМ забезпечують суттєве зниження ваги конструкцій, покращують аеродинамічні властивості та знижують витрати пального. Вони також мають високу корозійну та ерозійну стійкість.

У високотемпературних зонах двигуна, таких як робочі лопатки та соплові апарати турбін, застосовуються жароміцні нікелеві та кобальтові сплави, а також монокристалічні лопатки з теплозахисними покриттями на основі цирконію. Розвивається застосування керамічних композиційних матеріалів, що поєднують жаростійкість і легкість.

Алюмініди титану (TiAl) знайшли широке використання в турбінах низького тиску завдяки низькій густині та високій жаротривкості. Їх впровадження дозволяє зменшити масу турбінних елементів і підвищити загальну ефективність двигуна. Матеріали для корпусів і панелей вихідних пристроїв повинні витримувати високі температури та механічні навантаження. Для цього використовуються як металеві сплави, так і композити.

Окрему нішу займають матеріали з пам'яттю форми, які змінюють геометрію під дією температури. Вони застосовуються в адаптивних системах регулювання потоку, віброізоляції та системах охолодження. Ці матеріали відкривають нові можливості для конструктивної адаптації двигунів до змінних умов роботи.

Таким чином, перспективні матеріали забезпечують не лише підвищення експлуатаційних характеристик двигунів, а й сприяють реалізації екологічно безпечного, економічного та інноваційного авіадвигунобудування.

АНАЛІЗ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОКРИТТІВ TiN, TiAlN І CrAlN ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

А. І. Сібільов, Ю. О. Сисоєв

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Нітридні покриття перехідних металів активно використовуються для збільшення ресурсу роботи інструментів і деталей, зокрема в авіаційній галузі. Серед них особливе місце займають покриття на основі нітриду титану (TiN), які вирізняються високою твердістю, хімічною стійкістю та опором до зносу. Відомо, що вакуумно-дугові TiN-покриття вже тривалий час ефективно застосовуються для захисту поверхонь від зношування і корозійного руйнування. [1]. Водночас покриття з TiN має обмеження, пов'язані з недостатньою жаростійкістю. При нагріванні до температур близько до 550–600 °С, TiN активно окислюється на повітрі, перетворюючись на діоксид титану (TiO₂), що призводить до зниження його захисних властивостей [1]. Це різко обмежує його застосування в умовах високих температур (наприклад, в авіаційних двигунах), де нагрів деталей перевищує 500 °С, що може призвести до передчасного зношування покриття і оголення базового матеріалу деталі, що є небажаним.

Для покращення термічної стабільності покриттів були розроблені багатокомпонентні нітридні системи, типу (TiAlN) та (CrAlN). Додавання алюмінію до складу TiN значно підвищує його стійкість до окиснення: такі покриття практично не окислюються до температур близько 900 °С. Це пояснюється тим, що при нагріванні на їхній поверхні утворюється щільна оксидна плівка Al₂O₃, яка виконує роль дифузійного бар'єра та перешкоджає проникненню кисню у глиб покриття. Крім того, введення алюмінію у структуру покриття підвищує його мікротвердість та зносостійкість. Зокрема, твердість покриттів TiAlN може досягати близько 30 ГПа, тоді як твердість традиційного TiN становить 20 ГПа. Таким чином, TiAlN характеризується відмінною термічною стабільністю, високою твердістю та зносостійкістю, що робить його придатним для використання в умовах високих температур без охолодження (наприклад, для деталей турбін або ріжучого інструменту, що обробляє жароміцні сплави).

Іншим перспективним напрямом удосконалення захисних покриттів стало використання покриттів складу CrAlN. Таке покриття поєднує переваги обох елементів – алюмінію та хрому. Подібно до TiAlN, покриття CrAlN характеризується підвищеною жаростійкістю: під час нагрівання на його поверхні утворюються захисні оксидні шари Al₂O₃ і Cr₂O₃, які ефективно перешкоджають дифузії кисню в глибину покриття. Завдяки цьому CrAlN демонструє ще вищу стійкість до окиснення і зберігає структурну цілісність навіть при температурах, що перевищують 900 °С [2]. В випробуваннях на окиснення встановлено, що CrAlN не утворює видимих оксидних фаз до ~ 900 °С, а при 1000 °С окислюється з формуванням суміші оксидів хрому і алюмінію [3]. Твердість покриттів CrAlN також знаходиться на високому рівні – як правило ~ 25 ГПа. Важливо відзначити, що



CrAlN зберігає твердість порядку 20–25 ГПа навіть після тривалої термічної дії при 700 °C [2], тобто проявляє відмінну термічну стабільність механічних властивостей. За кімнатної температури твердість свіжоотриманого CrAlN може досягати ~ 25–30 ГПа, що порівняно з TiAlN. В окремих випадках твердість CrAlN може бути дещо нижчою, ніж у TiAlN (при високому вмісту Al) [4,5]. Більше того, наявність хрому надає покриттю підвищену корозійну стійкість: показано, що CrAlN краще протистоїть дії агресивних середовищ (наприклад, соляного туману), ніж базовий TiN [2]. Покриття CrAlN вважаються перспективними для захисту авіаційних деталей, що працюють при високих температурах та в окиснювальних середовищах. Покриття CrAlN більше схильне до адгезійного зношування, тоді як TiAlN частіше зазнає крихкого руйнування при надвисоких навантаженнях. В обох випадках ці покриття демонструють значно вищу зносостійкість порівняно з TiN [4]. Втім, за нормальних експлуатаційних навантажень обидва покриття значно перевершують TiN за опором зношуванню.

Результати порівняльного аналізу розглянутих покриттів наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Властивості покриттів TiN, TiAlN і CrAlN

Властивість покриття	Тип покриття		
	TiN	TiAlN	CrAlN
Мікротвердість, ГПа	~20 (базова)	~30 (підвищена)	~25 (висока)
Окиснювальна стійкість, °C	~550–600	~900	~900–1000 (дещо вища, ніж TiAlN)
Зносостійкість (відносна)	Висока	Дуже висока (краща за TiN)	Дуже висока (краща за TiN)
Корозійна стійкість (відносна)	Висока	Висока	Дуже висока

Висновки.

Наведені дані показують, що перехід від мононітридного покриття TiN до багатокомпонентних систем TiAlN і CrAlN суттєво підвищує експлуатаційні властивості авіаційних деталей, а саме:

- збільшується жаростійкість та довговічність деталей авіаційної техніки;
- багатокомпонентні покриття мають вищу твердість, що збільшує їх ресурс;
- покриття з багатокомпонентних систем TiAlN і CrAlN мають порівняно з TiN мають вищу корозійну та окислювальну стійкість.

Перелік посилань

1. Вареник, С. В. Покращення властивостей сталі 12X18H9TЛ методом нанесення захисних нітридних покриттів [Текст] / С. В. Вареник, Т. П. Говорун // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VII Всеукр. наук.-техн. конф. – Суми : СумДУ, 2020. – С. 108–109.



2. Barshilia, H. C. Growth and characterization of TiAlN/CrAlN superlattices prepared by reactive DC magnetron sputtering [Text] / H. C. Barshilia, K. S. Rajam // Journal of Vacuum Science & Technology A. – 2009. – Vol. 27, No 1. – P. 29–34.
3. Witit-Anun, N. High-temperature oxidation resistance of CrAlN thin films prepared by DC reactive magnetron sputtering [Text] / N. Witit-Anun, A. Buranawong // Journal of Metals, Materials and Minerals. – 2023. – Vol. 33, No 3. – P. 1–8.
4. Tribomechanical Behaviour of TiAlN and CrAlN Coatings Deposited onto AISI H11 with Different Pre-Treatments [Text] / W. Tillmann, D. Grisales, D. Stangier, T. Butzke // Coatings. – 2019. – Vol. 9, No 8. – P. 21.
5. Comparative Characterization of the TiN and TiAlN Coatings Deposited on a New WC-Co Tool Using a CAE-PVD Technique [Text] / A.A. Matei, R. N. Turcu, I. Pencea, E. Herghelegiu, M. I. Petrescu, F. Niculescu // Crystals. – 2023. – Vol. 13, No 1. – P. 13.
6. Воробйов, Ю. А. Правила оформлення навчальних і науково-дослідних документів [Текст] : навч. посіб. / Ю. А. Воробйов, Ю. О. Сисоєв. – 4-те вид., випр. і доп. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2019. – 88 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ УМОВ ОТРИМАННЯ СУБМІКРО- ТА НАНОСТРУКТУР ПРИ ДІЇ ЛАЗЕРНОГО ВИПРОМІНЮВАННЯ НА АЛЮМІНІЄВОМУ СПЛАВІ АК4

Є. І. Фесенко, Ю. В. Широкий

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Застосування лазерного випромінювання для формування наноструктурованих і субмікроструктурованих шарів на алюмінієвих сплавах потребує ретельного визначення відповідних технологічних параметрів. З цією метою проведено теоретичне дослідження впливу лазерного випромінювання на алюмінієвий сплав АК4 із використанням моделі, запропонованої раніше в [1]. Запропонована модель дає змогу вирішити як задачу теплопровідності, так і задачу термопружності в зоні впливу лазерного випромінювання. Це дозволяє сформулювати температурні поля та температурно-напружений стан у зоні дії лазерної плями. На основі розрахованих параметрів можна ідентифікувати ділянки за глибиною матеріалу, в яких можливе створення умов для реалізації наноструктурованого або субмікроструктурованого стану. Згідно з критеріями, наведеними в [2], умови для утворення наноструктур визначаються такими параметрами: температурний діапазон від 500 до 1500 К, швидкість наростання температури понад 10^6 К/с, а температурні напруження – у межах 10^6 – 10^8 Па, що сприяє інтенсивному процесу структуроутворення.

Аналіз температурних полів, отриманих при дії теплового потоку q_1 , показав, що зі збільшенням глибини матеріалу температура знижується від 2500 К до 650 К. При цьому максимальні температури на поверхні перевищують порогові значення, необхідні для формування наноструктур. У глибших шарах матеріалу температури знижуються до рівнів, при яких утворення наноструктур є можливим. Під впливом теплового потоку q_2 максимальна температура на поверхні становила вже 1850 К, а на певній глибині – 600 К. Оцінка швидкості температурного наростання показала значення понад 10^7 К/с для q_1 та близько 10^6 К/с для q_2 .



Отримані результати підтверджують можливість створення умов для формування наноструктур. На основі температурних полів, розрахованих у межах заданого температурного діапазону, вдалося визначити глибини в алюмінієвому сплаві, на яких потенційно можливе формування наноструктурованих зон.

Додатково було проведено дослідження впливу розмірів плями лазерного випромінювання на поверхні матеріалу з метою оптимізації умов формування наноструктур. Результати показали, що при діаметрі плями до 10^{-3} м ймовірність утворення наноструктур значно знижується, тоді як зменшення розміру плями до 10^{-4} м суттєво підвищує ефективність процесу наноструктурування. Для оцінки об'єму потенційно сформованих наноструктур було проаналізовано залежність розміру нанокластерів від щільності теплового потоку в межах 10^7 – 10^{10} Вт/м² та тривалості його дії в інтервалі від 10^{-9} с до 10^{-3} с (рис. 1а). Також побудовано залежності максимальної температури від щільності теплового потоку та часу його впливу (рис. 1б).

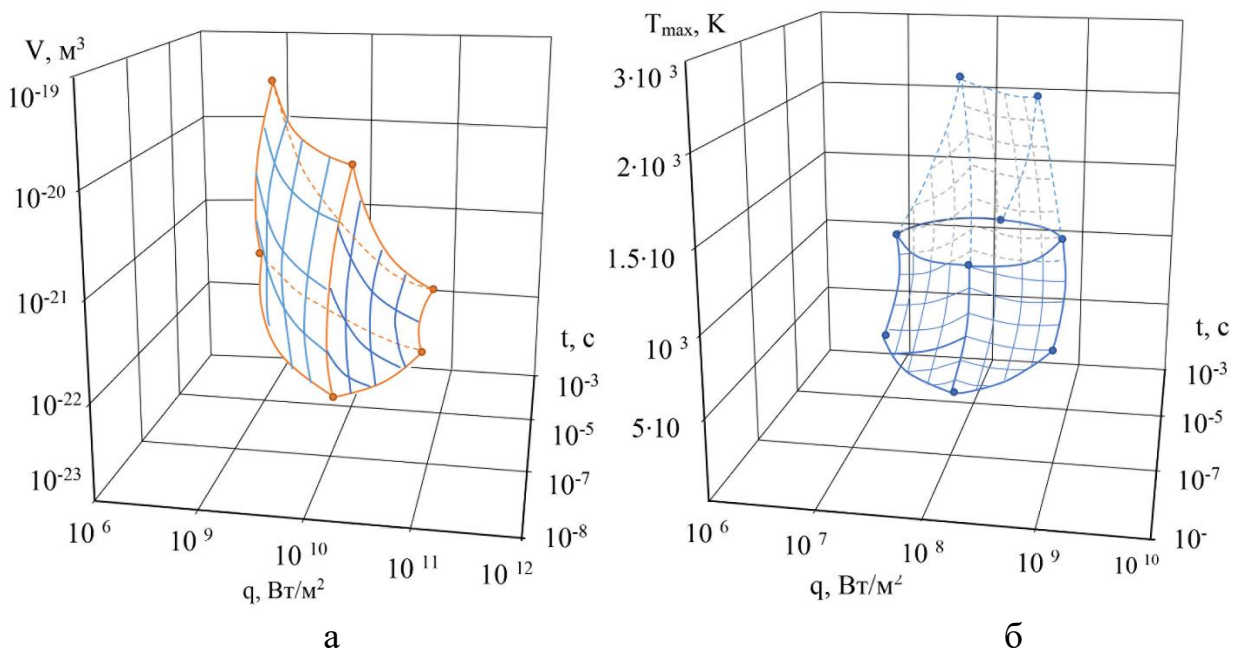


Рис. 1 – Залежності об'єму нанокластеру (а) та максимальної температури у зоні дії теплового потоку (б) від щільності теплового потоку q та часу його дії t

Отримані результати дозволяють здійснювати обґрунтований вибір технологічних параметрів лазерного випромінювання для формування наноструктурованих шарів на алюмінієвих сплавах. Крім того, можливість визначення розмірів наноструктур відкриває перспективи для прогнозування фізико-механічних характеристик поверхневих шарів оброблюваних матеріалів. Ці дослідження становлять інтерес для фахівців, що займаються зміцненням поверхні алюмінієвих сплавів та вивченням наноструктурованих станів.

Перелік посилань

1. Prospects for producing nanostructures in the volume of parts under the action of plasma flows [Text] / G. Kostyuk, O. Melkozirova, E. Kostyuk, Yu. Shirokiy. // Development and

tools in technological systems, KhNTU "KhPI". – 2020. – No. 92. – P. 107-121.
doi: <https://doi.org/10.20998/2078-7405.2020.92.12>

2. Вибір технологічних параметрів лазера для отримання зміцнюючих покриттів з наноструктурами на інструментальній сталі У12А [Текст] / Ю. В. Широкий, Ю. О. Сисоєв, О. В. Торосян, Г. Д. Торосян-Жидєєва // Відкриті інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології. – 2023. – Вип. 97. – С. 111-125.
doi: <https://doi.org/10.32620/oikit.2023.97.07>

БЕЗШАБЛОННИЙ РІСТ ТРИВИМІРНИХ НАНОСТРУКТУР ОКСИДУ МІДІ У ТЛІЮЧОМУ РОЗРЯДІ: ШЛЯХ ДО ЕФЕКТИВНИХ ЕЛЕКТРОДНИХ МАТЕРІАЛІВ

М. А. Луценко, А. О. Бреус, О. О. Баранов

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Отримані тривимірні (3D) наноструктури оксиду міді (CuO), що характеризуються розгалуженою пористою морфологією і мають значний потенціал для використання в широкому спектрі електрохімічних та сенсорних застосувань. Завдяки високій питомій площі поверхні, структурованості на мікро- та нано-рівнях, а також напівпровідниковій природі CuO (р-тип провідності), ці наноструктури є перспективними електродними матеріалами для суперконденсаторів та акумуляторів, зокрема літій-іонних, де важливою є як висока ємність, так і стабільність при багаторазовому циклуванні [1]. Така архітектура сприяє ефективній дифузії електроліту та покращеній передачі заряду. Крім того, CuO наноструктури широко досліджуються як активні елементи для газових сенсорів. Їх поверхнева чутливість до молекул таких як H_2S , NH_3 , NO_2 та CO дозволяє використовувати ці матеріали в системах моніторингу якості повітря [2]. Розвинена наноморфологія забезпечує швидкий відгук, низьку межу виявлення та хорошу стабільність. У контексті фотокаталізу CuO демонструє активність у процесах окиснення органічних сполук та деградації забруднювачів у воді. Висока активна площа та наявність реакційно здатних поверхневих центрів сприяють ефективному поглинанню світла та міжфазовому переносу заряду, що є критичним для фотохімічних і електрохімічних застосувань [3].

Для синтезу наноструктур CuO був застосований тліючий розряд. Мікρο-структурний аналіз отриманих зразків показує (рис. 1), що наноструктури CuO формуються у вигляді вертикально орієнтованих, пористих, стрижнеподібних утворень, які локально переплітаються в каркасоподібні 3D структури. Ця морфологія є наслідком самоорганізованого росту, що відбувається без використання жорстких аналітичних шаблонів чи поверхневого патернування. Тліючий розряд створює просторово неоднорідне електричне поле та градієнт активних плазмових частинок, які ініціюють анізотропне осадження та локальне окиснення міді з подальшим зростанням наноструктур вгору, від поверхні субстрату. Відсутність сторонніх органічних матриць або жорстких фізичних обмежень дозволяє наноструктурам CuO рости вільно, формуючи нерівномірну, природну зернистість поверхні, що суттєво підвищує питому активну площу. Саме така



архітектура є оптимальною для електродів без зв'язуючих речовин, а також для сенсорних або фотокаталітичних застосувань, де важливе повне використання активної поверхні. Таким чином, отриманий матеріал є результатом безшаблонного, самоорганізованого росту наноструктур оксиду міді у тліючій плазмі.

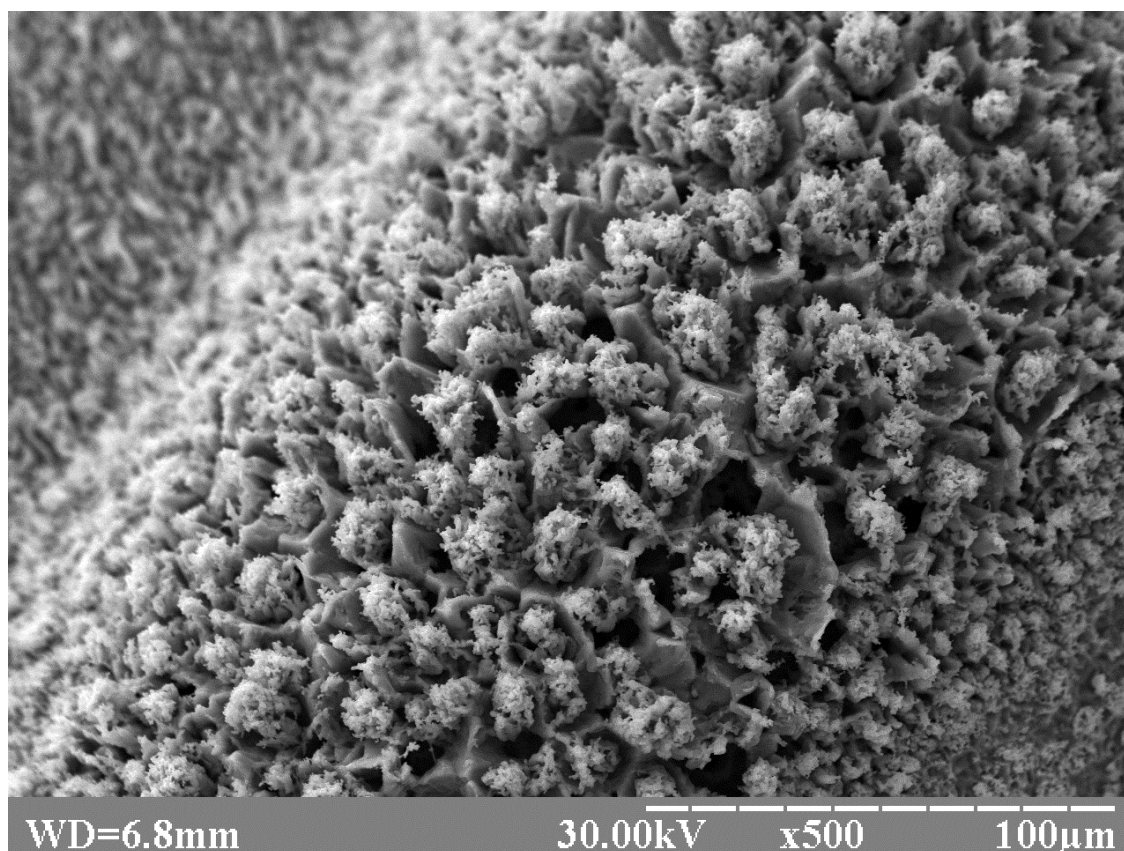


Рис. 1 – Самоорганізовані тривимірні наноструктури CuO з розвиненою пористою архітектурою – перспективний матеріал для електродів без зв'язуючих речовин

У результаті експерименту показано, що отримання тривимірних (3D) наноструктур оксиду міді (CuO) за допомогою тліючого розряду є перспективною та енергоефективною стратегією для плазмохімічного синтезу функціональних оксидних матеріалів. Тліючий розряд, як різновид низькотемпературної плазми, забезпечує енергійне, але контрольоване середовище, у якому іони, активовані радикали та електрони взаємодіють із поверхнею матеріалу, ініціюючи хімічні реакції та формування наноструктур при низьких або помірних температурах порівняно з традиційними методами (PVD, CVD, термічне окиснення).

Переваги тліючого розряду у цьому контексті включають:

- 1 безпосередній контроль над морфологією: завдяки локальному електричному полю та напрямленому транспорту іонів можна отримати анізотропні структури, як у випадку з 3D наноконусами та пористими мікроострівцями CuO;
- 2 формування оксидів *in situ*: окиснення відбувається прямо під час осадження або рекристалізації міді, що знижує кількість стадій обробки;
- 3 високу чистоту структури: у процесі тліючого розряду немає потреби у зв'язуючих речовинах чи сторонніх каталізаторах, що дозволяє отримати



чисті й функціонально активні поверхні – критично важливий аспект для електрохімічних і сенсорних застосувань;

- 4 можливість масштабування: метод легко адаптується до різних геометрій та субстратів, відкриваючи шлях до масового виробництва наноматеріалів;

Таким чином, застосування тліючого розряду для синтезу CuO наноструктур є не лише технічно вигідним, а й науково обґрунтованим підходом, який забезпечує структурну складність, функціональну активність і технологічну гнучкість, необхідну для подальшої інтеграції у пристрої накопичення енергії, сенсорні платформи та каталізatori.

У подальших дослідженнях планується здійснити розширену електрохімічну характеристику зразків з метою визначення питомої ємності, стабільності під час циклування та електрохімічного імпедансу. Ці експерименти дозволять підтвердити придатність наноструктур CuO як активного матеріалу для електродів у суперконденсаторах або акумуляторах. Також передбачається тестування отриманих структур у якості чутливих шарів для газових сенсорів (наприклад, до NO₂, NH₃, CO), що дасть змогу оцінити чутливість, швидкість відгуку та селективність матеріалу. Для кількісної оцінки доступної поверхні будуть проведені дослідження пористості, а також розподілу пор за розміром. Додаткову увагу буде приділено поглибленому аналізу фазового складу (XPS, SAED, розширене XRD) з акцентом на ступінь окиснення Cu та фазову чистоту. Крім того, планується функціоналізація поверхні наноструктур шляхом нанесення благородних металів або органічних молекул для розширення можливостей у біосенсорних та фотокаталітичних застосуваннях. З метою забезпечення довготривалої стабільності наноструктур буде проведено термічний аналіз (TGA/DSC) та SEM/TEM-дослідження після електрохімічних і термічних навантажень. Таким чином, подальші експерименти мають на меті повноцінно охарактеризувати функціональні властивості отриманого матеріалу та оптимізувати його для цільових практичних застосувань.

Перелік посилань

1. Controlled synthesis of uniform ultrafine CuO nanowires as anode material for lithium-ion batteries [Text] / F. Wang, W. Tao, M. Zhao et al. // Journal of Alloys and Compounds. – 2011. – Vol. 509, No. 41. – P. 9798–9803. doi: <https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2011.07.109>.
2. Steinhauer, S. Gas Sensors Based on Copper Oxide Nanomaterials [Text] : A Review / S. Steinhauer // Chemosensors. – 2021. – Vol. 9, No. 3. – Article No. 51. doi: <https://doi.org/10.3390/chemosensors9030051>.
3. Kumar, S. G. Zinc oxide based photocatalysis: tailoring surface-bulk structure and related interfacial charge carrier dynamics for better environmental applications [Text] / S. G. Kumar, K. S. Rao // RSC Advances. – 2015. – Vol. 5. – P. 3306–3351. doi: <https://doi.org/10.1039/C4RA13299H>.



ГЕНЕРАЦІЯ ЧПУ-ПРОГРАМ В CAD/CAM-СЕРЕДОВИЩІ ДЛЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

В. В. Переведенцев, О. В. Торосян

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

У CAD/CAM-середовищі створення керуючих програм здійснюється на основі імпортованих 3D-моделей або 2D-контурів об'єкта обробки. Після завантаження геометрії формується послідовність технологічних операцій, результатом якої є генерація G-кодів. Ці коди передаються до системи ЧПК (числового програмного керування), що забезпечує точний контроль траєкторії руху ріжучого інструмента. Автоматизована генерація керуючих програм дає змогу ефективно реалізовувати складні технологічні процеси навіть при виготовленні виробів з високими вимогами до геометрії та допусків.

CAD (Computer-Aided Design) і CAM (Computer-Aided Manufacturing) є двома основними складовими в автоматизації виробничих процесів. CAD-системи використовуються для створення 3D-моделей деталей, а CAM-системи — для генерації програм управління верстатами на основі цих моделей. Важливою перевагою такої інтеграції є відсутність необхідності в окремому експорті та імпорті файлів між різними програмами.

Процес створення ЧПК-програм включає кілька етапів: імпорт 3D-моделі, формування технологічних операцій, налаштування обробних параметрів, генерація G-кодів (рис. 1).

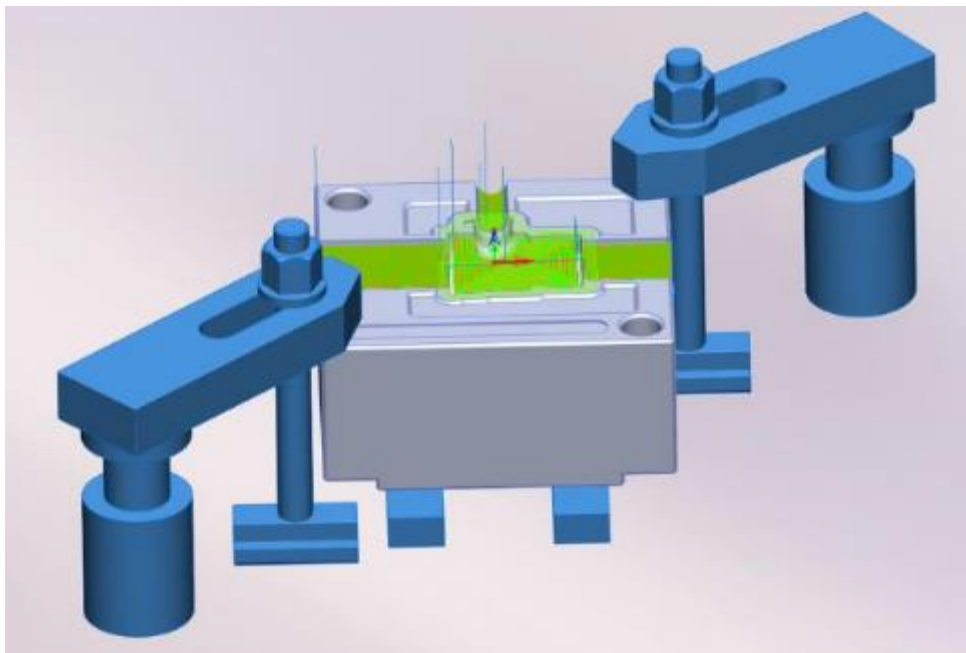


Рис. 1 – 3D модель процесу створення ЧПК-програм

Існує кілька популярних CAD/CAM-систем, кожна з яких має свої унікальні особливості та призначена для різних видів виробництва. Однією з найбільш розповсюджених є SolidCAM. Ця система інтегрується з SolidWorks і є однією з найпоширеніших для розробки ЧПК-програм. SolidCAM підтримує різні методи

обробки, зокрема 2D, 3D та багатовісне фрезерування, а також включає інструмент iMachining, що дозволяє оптимізувати процес різання.

Генерація ЧПК-програм в CAD/CAM-середовищі є важливим етапом автоматизованої обробки деталей на верстатах з числовим програмним керуванням. Використання цих систем значно підвищує точність, ефективність і якість виробництва, дозволяючи підприємствам знижувати витрати та скорочувати час на підготовку виробництва. У майбутньому очікується подальше вдосконалення цих технологій, що дозволить ще більше автоматизувати процеси та підвищити їх ефективність.

МОЖЛИВОСТІ ГЕНЕРУВАННЯ МАРШРУТНОГО І МАРШРУТНО-ОПЕРАЦІЙНОГО ПЛАНУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ З АВТОМАТИЧНИМ ФОРМУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ ДЛЯ ДЕТАЛІ АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА ТИПА «ВАЛ-ШЕСТЕРНЯ»

В. В. Третяк, К. А. Дуб, І. В. Зорік

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Авіаційні двигуни постійно піддаються якісному вдосконаленню, що призводить до встановлення нових вимог до їх технології виготовлення.

З кожним наступним поколінням авіаційних двигунів зростають робочі температури і тиски, що потребує встановлення нових важливих вимог до використання більш високоміцних і термостійких сплавів.

Останнім часом також спостерігається тенденція до зменшення кількості деталей, що призводить до ускладнення їх геометричної форми, зниження ваги двигуна і відповідно, застосування деталей з низькою жорсткістю.

На рис. 1 представлена 3-D модель однієї з важливих деталей авіаційного двигуна – деталь «Вал-шестерня».

Деталь «Вал-шестерня» є однією із складних у технологічному плані і найбільш використовуваних деталей в авіаційному двигуні. В ньому всі агрегати приводяться в рух від ротора, у тому числі і електронний генератор.

Механічний регулятор, до складку якого належить деталь «Вал-шестерня», потрібен для підтримки постійної частоти обертів електронного генератора незалежно від частоти обертів ротора двигуна, з ціллю отримання постійної напруги і частоти струму. Представлена в доповіді деталь «Вал-шестерня» є кінцевим елементом в схемі регулятора. Деталь працює з постійною частотою обертів на виході.

Конструктивно деталь являє собою симетричну відносно вісі фігуру з центральним отвором та шліцями. В диску шестерні просвердлені отвори для полегшення деталі. Найбільша точність – 6 квалітет (для шліців), лінійні розміри менш точніші – 10 квалітет.

Однією з важливих проблем при розробці технології є проблема автоматичного синтезу технологічного процесу, що значно зменшує час на підготовку виробництва.

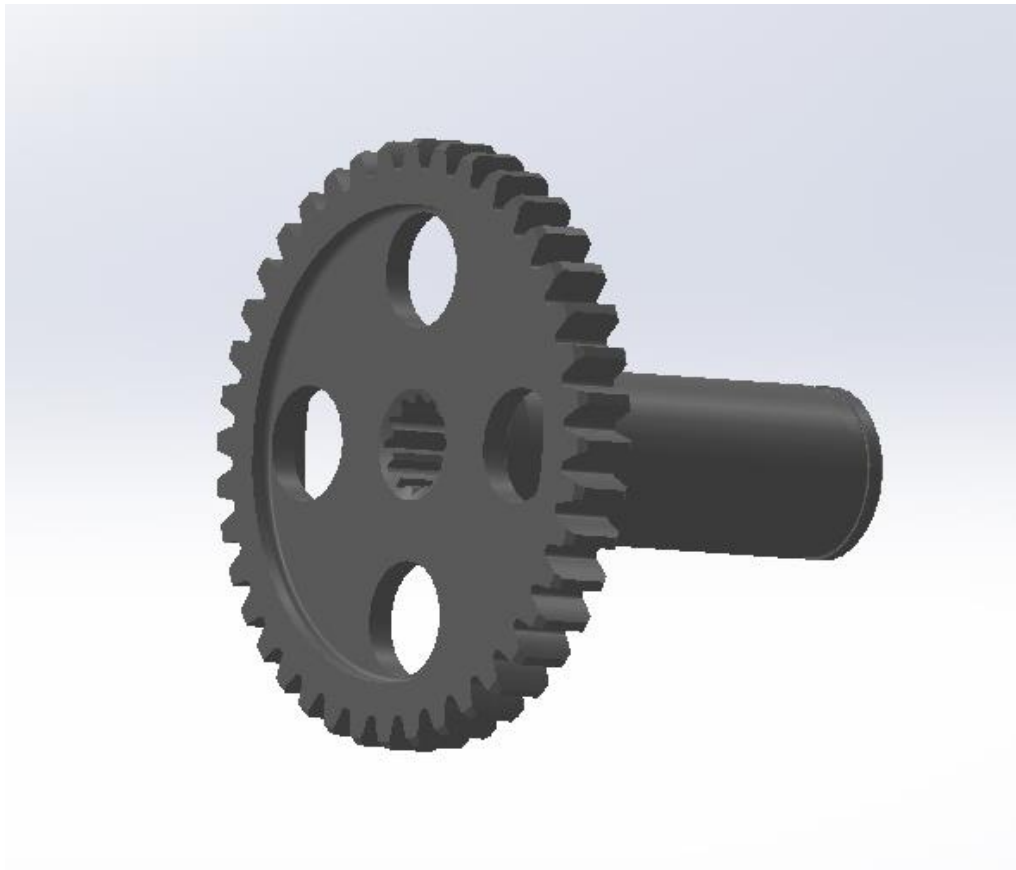
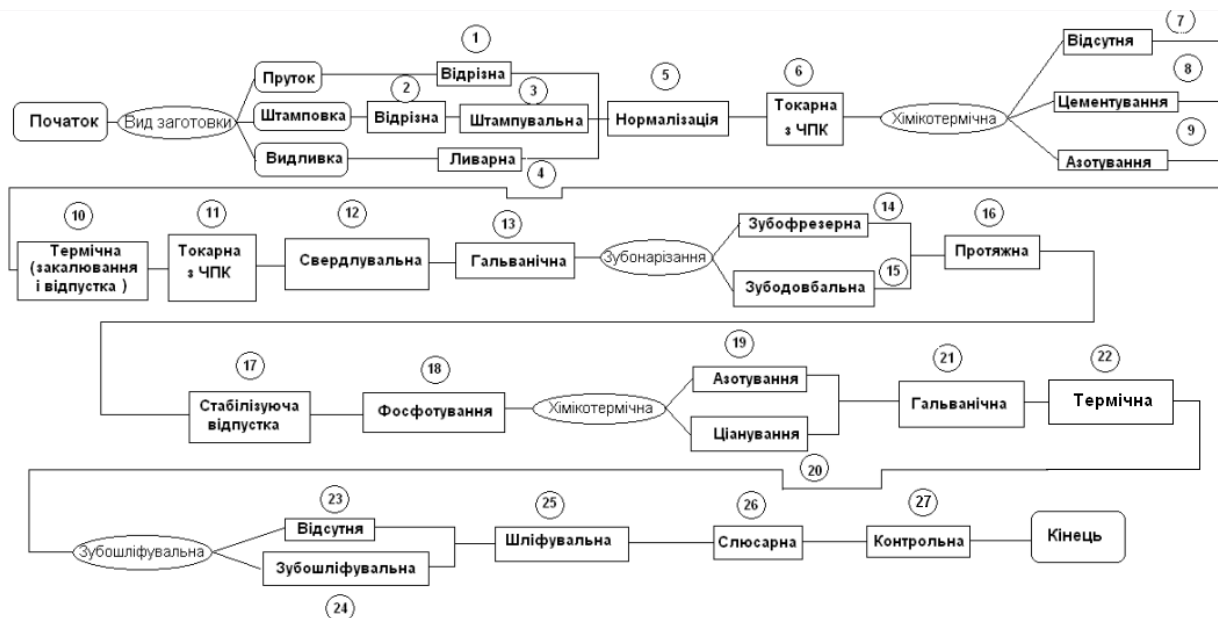


Рис. 1. 3-D модель деталі «Вал-шестерня»

В тезах представлений план групового технологічного процесу деталі авіаційного двигуна. На рис. 2 показано план групового ТП деталі типу «Вал-шестерня» з використанням тільки маршрутного опису, який включає 27 операцій.

Рис. 2 - План групового технологічного процесу виготовлення
деталі «Вал-шестерня»

Для формування плану маршрутного одиничного технологічного процесу використовуються 27 вершин і 5 змінних: форма заготовки, методи нарізання

зубців, типи термооброблення і необхідність шліфувальної операції для кінцевого оформлення зубців. Змінні представлені строковими складовими.

Деревоподібна структура ТП вкладається в табличну форму - таблицю імпиричних даних (ТЕД). Таблиця формується за допомогою програми «Будівник формування ТЕД», розробленою на каф. 204 «ХАІ».

На рис. 3. представлений результат автоматичного формування маршрутного опису деталі типа «Вал-шестерня» в програмі «Будівник елементів технології», також розробленої на каф. 204 «ХАІ».

Програма передбачає автоматичне формування маршрутного, маршрутно-операційного і операційного опису деталі. Результати роботи програмного комплексу представлено в доповіді. Кінцевою формою представлення результатів розрахунків є технологічна документація. Результати роботи програми при оформленні технологічних карт також представлений у доповіді.

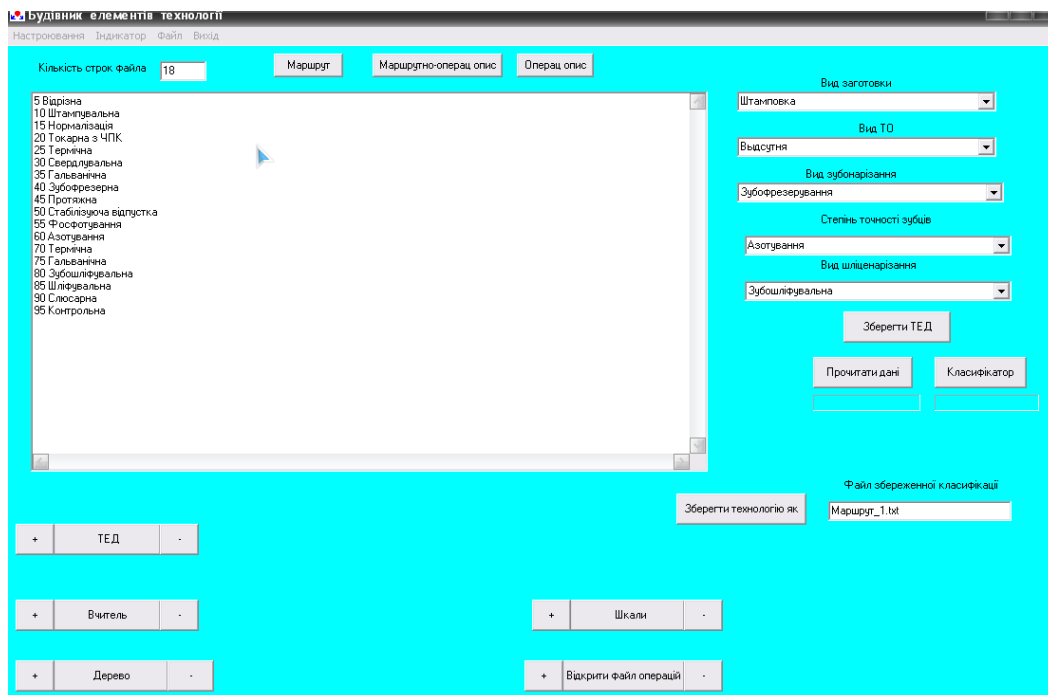


Рис. 3 - Результат автоматичного формування маршрутного опису деталі типа «Вал-шестерня»

Для формування математичних моделей в програмному комплексі автори використовувались структурно-аналітичні моделі розпізнавання подібностей [1,2].

Перелік посилань

1. Третьак, В. В. Синтез технологічних процесів для об'ємних деталей з використанням структурно-аналітичного методу розпізнавання подібностей [Текст] / В. В. Третьак, О. О. Близнюк // XXVIII - міжнародний конгрес двигунобудівників: тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2023 – С. 40.
2. Близнюк, О. О. Автоматичне формування елементів і структури ТП за допомогою структурно-аналітичних моделей розпізнавання образів [Текст] / О. О. Близнюк // Молода наука - роботизація і нано-технології сучасного машинобудування. Збірник наукових праць міжнародної молодіжної науково-технічної конференції 10-12 квітня 2024 р. За загальною редакцією д-ра техн. наук, проф. С. В. Ковалевського and Hon. D .Sc., Prof. Predrag Dašić Краматорськ – Вінниця – Тернопіль, 2024 . – С. 118-125.

Промислова робототехніка

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ДЕНАВІТА–ХАРТЕНБЕРГА ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПРЯМОЇ КІНЕМАТИКИ ПРОМИСЛОВОГО МАНІПУЛЯТОРА ANNIN ROBOTICS AR3

Є. О. Баранова, О. О. Баранов

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Серед сучасних відкритих платформ роботів, особливе місце займає Annin Robotics AR3 – шестивісний маніпулятор (рис. 1), який завдяки своїй відкритій архітектурі, програмному забезпеченню на основі ROS та документації, став популярним у освітніх та дослідницьких установах. Його конструкція дозволяє гнучко модифікувати апаратне середовище та легко реалізовувати різноманітні алгоритми кінематичного аналізу, що є важливим як для навчальних, так і для дослідницьких цілей. У контексті розв’язання задачі прямої кінематики для AR3, актуальним є побудова повної аналітичної моделі на основі ДН-параметрів, реалізація у середовищі MATLAB або Python, верифікація у симуляційному середовищі, а також аналіз відхилень. Такий підхід є критично важливим для подальшої реалізації зворотної кінематики, планування траєкторій та інтеграції зі штучним інтелектом. Для прогнозування положення виконавчого органу робота-маніпулятора (захоплювача, зварювальної головки, фарбопульта тощо) необхідно розраховувати залежності орієнтації і координат цього органу у базовій системі координат, відносно якої ведеться відлік при зміні узагальнених координат, які, у свою чергу, залежать від положення виконавчих приводів (валів електричних двигунів) у певний момент часу.

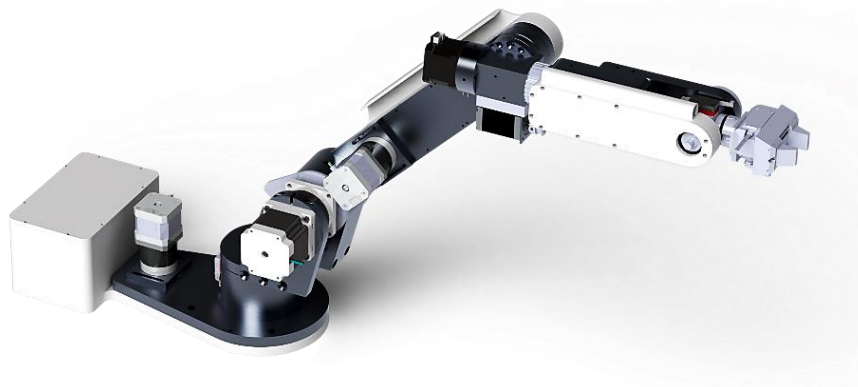


Рис. 1 – 3D модель робота-маніпулятора Annin Robotics AR3

Пряма задача кінематики маніпуляторів формулюється так: задана кінематична схема маніпулятора і в певний момент часу відомі значення узагальнених координат, що визначають положення всіх ланок маніпулятора одна відносно одної. Потрібно визначити положення і орієнтацію останньої ланки маніпулятора (захоплювача) у системі відліку, зв'язаної зі стояком. Геометричні розміри ланок вважаються заданими. Для розв’язання прямої задачі кінематики робота-маніпулятора моделі AR3 був застосований метод Денавіта-Хартенберга, в результаті

чого була отримана схема розташування спеціальних систем координат, пов'язаних із ланками маніпулятора (рис. 2).

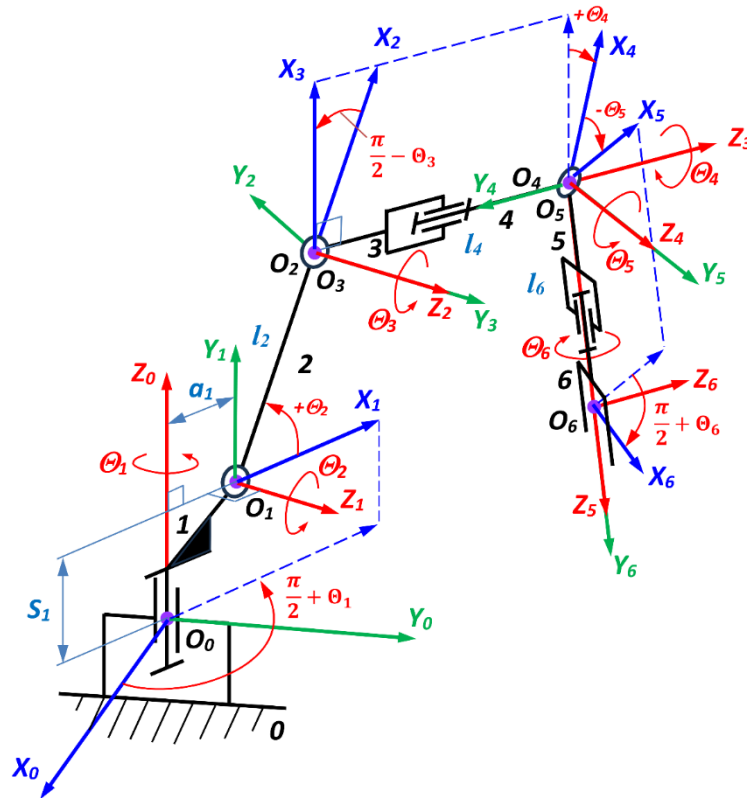


Рис. 2 – Кінематична схема робота-маніпулятора моделі AR3, що застосовується для розв'язання прямої задачі кінематики

В результаті застосування метода обчислені елементи матриці T_6 , які описують перехід від системи координат (x_6, y_6, z_6) , пов'язаної із захоплювальним пристроєм, до базової системи координат (x_0, y_0, z_0) :

$$T_6 = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & t_{13} & t_{14} \\ t_{21} & t_{22} & t_{23} & t_{24} \\ t_{31} & t_{32} & t_{33} & t_{34} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Перші три елементи першого, другого і третього стовпців є напрямними косинусами відповідно осей x_6, y_6, z_6 у системі 0, а три елементи четвертого стовпця – це координати x_c, y_c, z_c центру захоплювача в тій же системі:

$$t_{11} = \cos(\widehat{\vec{i}_n, \vec{i}_0}) = \cos \Theta_1 [\cos \Theta_4 \cos \Theta_6 + \sin \Theta_4 \cos \Theta_5 \sin \Theta_6] - \sin \Theta_1 \sin(\Theta_2 - \Theta_3) [\sin \Theta_4 \cos \Theta_6 + \cos \Theta_4 \cos \Theta_5 \sin \Theta_6] + \sin \Theta_1 \cos(\Theta_2 - \Theta_3) \sin \Theta_5 \sin \Theta_6; \quad (2)$$

$$t_{21} = \cos(\widehat{\vec{i}_n, \vec{j}_0}) = \sin \Theta_1 [\cos \Theta_4 \cos \Theta_6 - \sin \Theta_4 \cos \Theta_5 \sin \Theta_6] + \cos \Theta_1 \sin(\Theta_2 - \Theta_3) [\sin \Theta_4 \cos \Theta_6 + \cos \Theta_4 \cos \Theta_5 \sin \Theta_6] - \cos \Theta_1 \cos(\Theta_2 - \Theta_3) \sin \Theta_5 \sin \Theta_6; \quad (3)$$



$$t_{31} = \cos(\widehat{\vec{i}_n, \vec{k}_0}) = -\cos(\Theta_2 - \Theta_3) [\sin \Theta_4 \cos \Theta_6 + \cos \Theta_4 \cos \Theta_5 \sin \Theta_6] - \sin(\Theta_2 - \Theta_3) \sin \Theta_5 \sin \Theta_6; \quad (4)$$

$$t_{12} = \cos(\widehat{\vec{j}_n, \vec{i}_0}) = -\sin \Theta_1 \cos(\Theta_2 - \Theta_3) \cos \Theta_5 - \cos \Theta_1 \sin \Theta_4 \sin \Theta_5 - \sin \Theta_1 \sin(\Theta_2 - \Theta_3) \cos \Theta_4 \sin \Theta_5; \quad (5)$$

$$t_{22} = \cos(\widehat{\vec{j}_n, \vec{j}_0}) = \cos \Theta_1 \sin(\Theta_2 - \Theta_3) \cos \Theta_4 \sin \Theta_5 + \cos \Theta_1 \cos(\Theta_2 - \Theta_3) \cos \Theta_5 - \sin \Theta_1 \sin \Theta_4 \sin \Theta_5; \quad (6)$$

$$t_{32} = \cos(\widehat{\vec{j}_n, \vec{k}_0}) = \sin(\Theta_2 - \Theta_3) \cos \Theta_5 - \cos(\Theta_2 - \Theta_3) \cos \Theta_4 \sin \Theta_5; \quad (7)$$

$$t_{13} = \cos(\widehat{\vec{k}_n, \vec{i}_0}) = \cos \Theta_1 [\cos \Theta_4 \sin \Theta_6 + \sin \Theta_4 \cos \Theta_5 \cos \Theta_6] - \sin \Theta_1 \sin(\Theta_2 - \Theta_3) [\sin \Theta_4 \sin \Theta_6 - \cos \Theta_4 \cos \Theta_5 \sin \Theta_6] - \sin \Theta_1 \cos(\Theta_2 - \Theta_3) \sin \Theta_5 \cos \Theta_6; \quad (8)$$

$$t_{23} = \cos(\widehat{\vec{k}_n, \vec{j}_0}) = \sin \Theta_1 [\cos \Theta_4 \sin \Theta_6 + \sin \Theta_4 \cos \Theta_5 \cos \Theta_6] + \cos \Theta_1 \sin(\Theta_2 - \Theta_3) [\sin \Theta_4 \sin \Theta_6 - \cos \Theta_4 \cos \Theta_5 \cos \Theta_6] + \cos \Theta_1 \cos(\Theta_2 - \Theta_3) \sin \Theta_5 \cos \Theta_6; \quad (9)$$

$$t_{33} = \cos(\widehat{\vec{k}_n, \vec{k}_0}) = \sin(\Theta_2 - \Theta_3) \sin \Theta_5 \cos \Theta_6 - \cos(\Theta_2 - \Theta_3) \times [\sin \Theta_4 \sin \Theta_6 - \cos \Theta_4 \cos \Theta_5 \cos \Theta_6]; \quad (10)$$

$$t_{14} = x_c = -\sin \Theta_1 (a_1 + l_2 \cos \Theta_2) - (l_4 + l_6 \cos \Theta_5) \sin \Theta_1 \cos(\Theta_2 - \Theta_3) - l_6 \sin \Theta_5 [\cos \Theta_1 \sin \Theta_4 + \sin \Theta_1 \sin(\Theta_2 - \Theta_3) \cos \Theta_4]; \quad (11)$$

$$t_{24} = y_c = \cos \Theta_1 (a_1 + l_2 \cos \Theta_2) + (l_4 + l_6 \cos \Theta_5) \cos \Theta_1 \cos(\Theta_2 - \Theta_3) - l_6 \sin \Theta_5 [\sin \Theta_1 \sin \Theta_4 - \cos \Theta_1 \sin(\Theta_2 - \Theta_3) \cos \Theta_4]; \quad (12)$$

$$t_{34} = z_c = s_1 + l_2 \sin \Theta_2 + (l_4 + l_6 \cos \Theta_5) \sin(\Theta_2 - \Theta_3) - l_6 \cos(\Theta_2 - \Theta_3) \cos \Theta_4 \sin \Theta_5. \quad (13)$$

ВИКОРИСТАННЯ ІНДУКТИВНИХ ДАТЧИКІВ ДЛЯ НАВІГАЦІЇ РУХОМОГО РОБОТА У НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ

А. С. Голуб, Т. О. Постельник

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Індуктивний датчик – це безконтактний пристрій, який використовується для виявлення металевих об'єктів або їх положення. На відміну від оптичних або ультразвукових, індуктивні датчики чутливі лише до металів. Саме тому їх

широко застосовують в різних сферах: у промисловому виробництві для контролю розташування металевих деталей на конвеєрних лініях; у робототехніці для забезпечення точного позиціонування вузлів і механізмів; у системах безпеки для виявлення відкривання металевих дверей або люків; в автомобілебудуванні; літакобудуванні; залізничній техніці тощо. На виробництві робот переміщується за нанесеними на підлозі лініями. Проте у процесі експлуатації лінії поступово стираються через рух транспорту або стають недостатньо видимі через забруднення і робот втрачає орієнтацію, що призводить до його зупинки та простою. Щоб усунути цю проблему на підлогу замість намальованої лінії можна укласти металеву смугу, а на робот встановити три індуктивні датчики. Індуктивні датчики розташувати так, щоб фіксувати наявність металевої смуги під роботом. Центральний датчик буде утримувати основну траєкторію, а бокові датчики відстежувати відхилення: якщо метал виявляє тільки один з бокових датчиків, робот коригує курс відповідно до напрямку. Завдяки цьому буде забезпечуватися плавний і точний рух уздовж заданої траєкторії навіть при можливих локальних пошкодженнях смуги. Переваги такого рішення полягають в тому, що індуктивні датчики працюють без збоїв навіть при великому забрудненні або частковому зношенні металевої смуги; металева смуга значно довговічніша за фарбовану лінію; підвищується стабільність роботи роботизованого транспорту та зменшуються витрати на обслуговування.

Проте сильні коливання температури, забруднення поверхонь металевим пилом або стружкою, інтенсивне електромагнітне поле, нестабільне живлення, а також робота з різними металами може призводити до нестабільної роботи датчика або помилкових спрацьовувань. Крім того, виявлено, що при застосуванні індукційних датчиків для навчальних роботів, що виконують стеження за металевою смугою, виникає низка типових технічних викликів. В результаті експлуатації такого мобільного робота були встановлені наступні типові проблеми використання індукційних датчиків у мобільних роботах для стеження за металевою смугою та шляхи їх вирішення, які наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Типові проблеми використання індукційних датчиків у мобільних роботах для стеження за металевою смугою та шляхи їх вирішення

Типова проблема	Опис проблеми	Метод запобігання або вирішення
Нестабільність спрацювання датчиків	Залежність сигналу від типу металу, відстані та стану поверхні	Індивідуальне калібрування для конкретного типу металевої смуги
Флуктуації сигналу через зовнішні завади	Електромагнітні шуми викликають випадкові сплески або затушення сигналу	Використання цифрової фільтрації (ковзне середнє, експоненційне згладжування)
Втрати точності при перетворенні сигналу	Невірне масштабування або недостатня частота дискретизації	Оптимальний вибір параметрів ADC (аналогово-цифрового перетворення) та частоти опитування датчиків
Проблеми налаштування порогів спрацювання	Занадто високий або занадто низький поріг спричиняє втрату сигналу або хибні спрацьовування	Використання адаптивного або динамічного налаштування порогових значень



Втрата траєкторії через нестабільні сигнали	Тимчасове зникнення сигналу призводить до сходу з траєкторії	Реалізація алгоритмів прогнозування руху на основі останніх валідних вимірювань
Конфлікт сигналів від кількох датчиків	Невизначеність при різних показаннях сенсорів	Розробка алгоритмів об'єднання даних (мажоритарне голосування, центр ваги сигналів)
Нестабільність реакції на відхилення	Надто різке або надто повільне реагування на втрату смуги	Впровадження PID-регулювання або інших методів плавного коригування
Некоректна організація обробки в реальному часі	Затримки в обробці сенсорних даних призводять до нестійкої поведінки робота	Побудова неблокуючих алгоритмів та оптимізація пріоритетів задач

У частині вивчення основ сенсорики та обробки сигналів основною проблемою є нестабільність спрацювання індукційних датчиків через різницю електричних та магнітних властивостей різних металів. Нерівності поверхні, а також електромагнітні перешкоди навколишнього середовища можуть призводити до флуктуацій сигналу, що вимагає застосування методів цифрової фільтрації. Перетворення аналогових сигналів у цифрові дані супроводжується ризиком втрати точності через неправильний вибір масштабування або недостатню частоту дискретизації. Додаткову складність становить налаштування порогів спрацювання: занадто високі пороги можуть призводити до втрати сигналу від смуги, тоді як занизькі – до хибних спрацювань на випадкові металеві об'єкти.

Щодо принципів стеження за лінією, критичним є питання надійної реалізації алгоритмів позиціонування. Втрата траєкторії можлива через відсутність адаптивної обробки нестабільних або обривчастих сигналів від металевої смуги. Наявність кількох датчиків дозволяє підвищити точність визначення положення робота, однак при цьому зростає ймовірність виникнення конфліктів між сигналами, що вимагає розробки алгоритмів консенсусної обробки даних. Також важливими є питання оптимізації динаміки реакції системи: надто агресивна реакція на відхилення може викликати нестійкі коливання, тоді як повільна відповідь спричиняє нездатність оперативно відновити траєкторію.

У той же час, при реалізації задач створення простих алгоритмів на базі мікроконтролерних платформ (Arduino, Raspberry Pi) для стеження за металевою смугою або ухилення від перешкод виникає низка характерних викликів, пов'язаних із апаратними обмеженнями, архітектурою програмного забезпечення та особливостями обробки даних у реальному часі.

Однією з ключових проблем є обмежені обчислювальні ресурси, які ускладнюють реалізацію алгоритмів із складною логікою прийняття рішень або багаторівневою обробкою сенсорних даних. Це обмежує частоту оновлення керуючих сигналів, що критично впливає на швидкість і стабільність руху робота. Низька пропускну здатність мікроконтролера особливо проявляється при необхідності паралельної обробки кількох сенсорних каналів у режимі реального часу. Ще однією поширеною проблемою є відсутність належної обробки помилок у базових алгоритмах. При побудові стратегій ухилення або повернення на траєкторію студенти часто ігнорують обробку граничних ситуацій, таких як короткочасна втрата сигналу від усіх сенсорів або зіткнення з перешкодою. Відсутність



захисних механізмів може призвести до неконтрольованої поведінки робота або зациклення алгоритму. При розробці стратегій ухилення також часто виникають труднощі з визначенням критеріїв прийняття рішень: недостатньо гнучкі або надто жорсткі порогові значення можуть спричинити нестабільне реагування на зміну траєкторії або надмірне «переосмислення» руху, що погіршує ефективність системи. Крім того, студенти можуть зіштовхнутися з проблемою некоректного пріоритетування задач в архітектурі програмного забезпечення. Наприклад, недооцінка важливості обробки переривань або погано організована взаємодія між сенсорними модулями і виконавчими механізмами може спричинити затримки та неправильні команди. Типові помилки програмування та методів їх запобігання наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Типові помилки програмування при використанні індукційних датчиків у мобільних роботах та методи їх запобігання

Типова проблема	Опис проблеми	Метод запобігання
Нестача обробки граничних ситуацій	Відсутність реакції на втрату всіх сенсорних сигналів чи раптові помилки	Реалізація системи обробки винятків (safe mode, аварійне гальмування)
Затримки у реакції	Повільне оновлення команд через погану організацію коду	Використання обробки переривань і оптимізованих безперервних циклів
Погана фільтрація шуму сенсорів	Коливання сигналів призводять до помилкових рішень	Реалізація фільтрації ковзним середнім або експоненційного згладжування
Жорсткі порогові значення	Невміння адаптувати поведінку робота до різних умов середовища	Використання адаптивних порогів або логіки нечітких множин (fuzzy logic)
Неефективне управління ресурсами контролера	Блокування процесів через неправильно організовану обробку задач	Побудова неблокуючих алгоритмів на базі finite state machines (FSM)
Відсутність плавного коригування руху	Змістий або нестабільний рух через різкі команди	Впровадження пропорційного або PID-регулювання при відхиленні від траєкторії
Неоптимізовані стратегії ухилення	Робот застрягає або робить зайві рухи при виявленні перешкод	Реалізація ієрархічних стратегій ухилення з пріоритетами для різних сценаріїв

Таким чином, успішна реалізація робототехнічних систем для стеження за металевою смугою вимагає комплексного підходу до обробки сигналів датчиків, налаштування алгоритмів стеження та адаптивного керування рухом у реальному часі. Ефективне використання індукційних датчиків у навчальних мобільних роботах потребує точного калібрування сенсорів, застосування фільтрації даних, адаптивного налаштування порогів і розробки стабільних алгоритмів стеження за траєкторією з урахуванням реального часу. Ефективне програмування мобільних роботів вимагає не лише базових навичок у створенні логічних алгоритмів, але й глибокого розуміння принципів реального часу, обробки помилок і оптимізації ресурсів системи.



АНАЛІТИЧНЕ РОЗВ'ЯЗАННЯ ПРЯМОЇ ЗАДАЧІ КІНЕМАТИКИ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО П'ЯТИСТУПЕНЕВОГО ПОРТАЛЬНОГО МАНІПУЛЯТОРА

М. П. Ковальов, О. О. Баранов

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Розрахунок прямої кінематики для порталних роботів є необхідним для точного керування положенням їхнього виконавчого органу під час виконання масштабних промислових завдань, таких як збирання, пакування та транспортування матеріалів. Завдяки своїй структурованій, часто ортогональній архітектурі, порталні роботи значно виграють від використання методу Денавіта-Хартенберга (D-H), який пропонує систематичне та компактне представлення їх кінематичних ланцюгів. Конвенція D-H спрощує виведення матриць перетворення між послідовними ланками, що дозволяє точно обчислювати положення виконавчого органу. Із дедалі ширшою інтеграцією порталних систем в автоматизоване та «інтелектуальне» виробництво, надійне кінематичне моделювання з використанням методу D-H є критично важливим для оптимізації продуктивності, повторюваності та взаємодії з іншими системами. Для розрахунку пропонується 5-координатний робот (робот-маніпулятор), що може бути змонтований на порталі висотою 2-2,5 м та у майбутньому запланованого на роботу з навантаженням до 10 кг на дистанції до 3000 мм. 3D модель робота-маніпулятора показана на рис. 1.

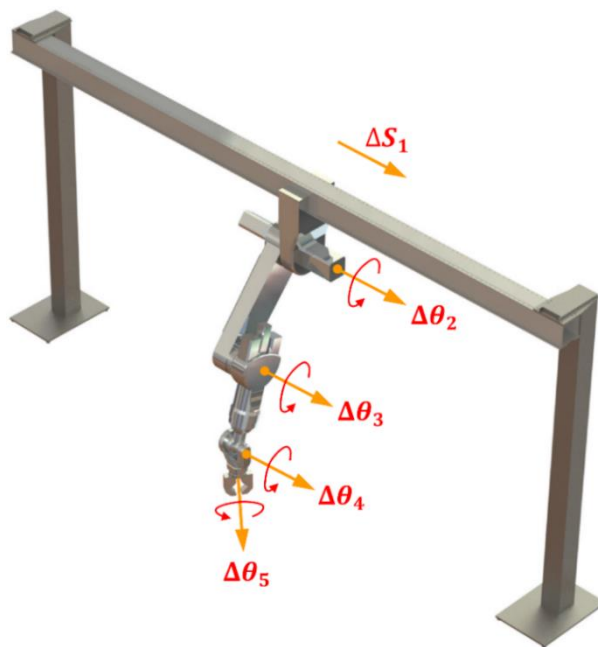


Рис. 1 – Модель перспективного робота-маніпулятора порталного типу

Пряма задача кінематики маніпуляторів формулюється так: задана кінематична схема маніпулятора і в певний момент часу відомі значення узагальнених координат, що визначають положення всіх ланок маніпулятора одна відносно одної. Потрібно визначити положення і орієнтацію останньої ланки маніпулятора

(захоплювача) у системі відліку, зв'язаної зі стояком. Геометричні розміри ланок вважаються заданими. Для розв'язання прямої задачі кінематики робота-маніпулятора був застосований метод Денавіта-Хартенберга, в результаті чого була отримана схема розташування спеціальних систем координат, пов'язаних із ланками маніпулятора (рис. 2).

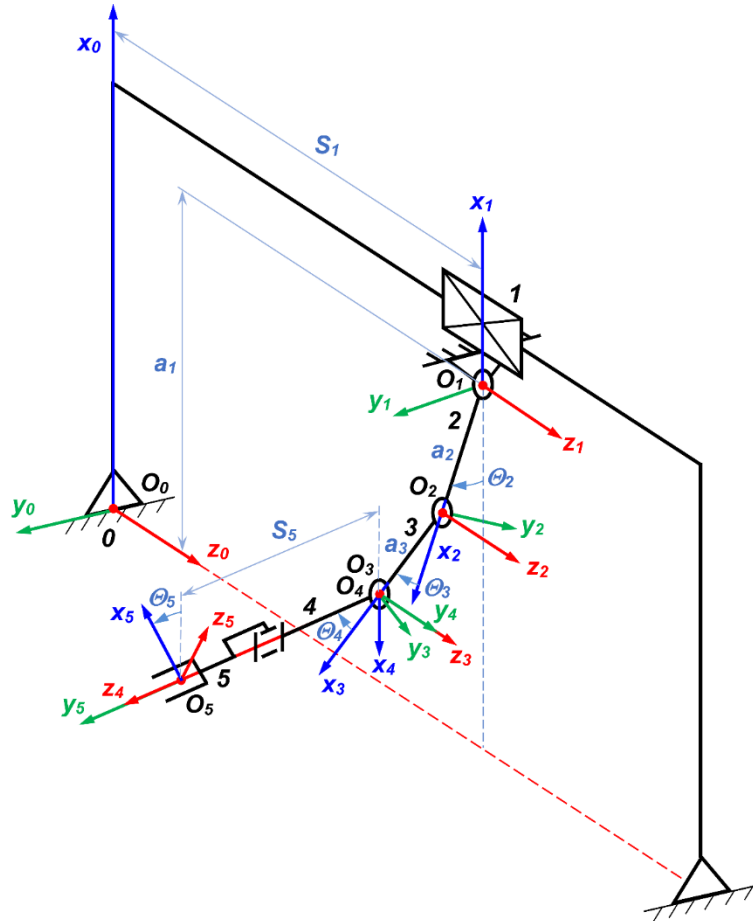


Рис. 2 – Кінематична схема портального робота-маніпулятора, що застосовується для розв'язання прямої задачі кінематики

В результаті застосування метода обчислені елементи матриці T_5 , які описують перехід від системи координат (x_5, y_5, z_5) , пов'язаної із захоплювальним пристроєм, до базової системи координат (x_0, y_0, z_0) :

$$T_5 = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & t_{13} & t_{14} \\ t_{21} & t_{22} & t_{23} & t_{24} \\ t_{31} & t_{32} & t_{33} & t_{34} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Перші три елементи першого, другого і третього стовпців є напрямними косинусами відповідно осей x_5, y_5, z_5 у системі 0, а три елементи четвертого стовпця – це координати x_c, y_c, z_c центру захоплювача в тій же системі:

$$t_{11} = \cos(\vec{i}_5, \vec{i}_0) = \cos(\Theta_2 + \Theta_3) \cos \Theta_4 \cos \Theta_5 - \cos \Theta_5 \sin(\Theta_2 + \Theta_3) \sin \Theta_4; \quad (2)$$



$$t_{21} = \cos(\widehat{\vec{i}_5, \vec{j}_0}) = \cos \Theta_5 \cos \Theta_4 \sin(\Theta_2 + \Theta_3) + \cos \Theta_5 \sin \Theta_4 \cos(\Theta_2 + \Theta_3); \quad (3)$$

$$t_{31} = \cos(\widehat{\vec{i}_5, \vec{k}_0}) = \sin \Theta_5; \quad (4)$$

$$t_{12} = \cos(\widehat{\vec{j}_5, \vec{i}_0}) = \cos \Theta_4 \sin(\Theta_2 + \Theta_3) + \sin \Theta_4 \cos(\Theta_2 + \Theta_3); \quad (5)$$

$$t_{22} = \cos(\widehat{\vec{j}_5, \vec{j}_0}) = \sin \Theta_4 \sin(\Theta_2 + \Theta_3) - \cos \Theta_4 \cos(\Theta_2 + \Theta_3); \quad (6)$$

$$t_{32} = \cos(\widehat{\vec{j}_5, \vec{k}_0}) = 0; \quad (7)$$

$$t_{13} = \cos(\widehat{\vec{k}_5, \vec{i}_0}) = \cos(\Theta_2 + \Theta_3) \cos \Theta_4 \sin \Theta_5 - \sin \Theta_5 \sin(\Theta_2 + \Theta_3) \sin \Theta_4; \quad (8)$$

$$t_{23} = \cos(\widehat{\vec{k}_5, \vec{j}_0}) = \sin \Theta_5 \cos \Theta_4 \sin(\Theta_2 + \Theta_3) + \sin \Theta_5 \sin \Theta_4 \cos(\Theta_2 + \Theta_3); \quad (9)$$

$$t_{33} = \cos(\widehat{\vec{k}_5, \vec{k}_0}) = -\cos \Theta_5; \quad (10)$$

$$t_{14} = x_c = a_1 + a_2 \cos \Theta_2 + s_5 [\cos \Theta_4 \sin(\Theta_2 + \Theta_3) + \sin \Theta_4 \cos(\Theta_2 + \Theta_3)] + a_3 \cos(\Theta_2 + \Theta_3); \quad (11)$$

$$t_{24} = y_c = a_2 \sin \Theta_2 - s_5 [\cos \Theta_4 \cos(\Theta_2 + \Theta_3) - \sin \Theta_4 \sin(\Theta_2 + \Theta_3)] + a_3 \sin(\Theta_2 + \Theta_3); \quad (12)$$

$$t_{34} = z_c = s_1. \quad (13)$$

КОНЦЕПТУАЛЬНА МОДЕЛЬ МОБІЛЬНОГО РОБОТУ РОЗВІДУВАЛЬНОГО ТИПУ

Е. С. Протас, Ю. О. Сисоєв

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Основна ідея, покладена у концептуальну модель мобільного роботу довільній орієнтації розвідувального типу полягає в застосуванні для швидкого переміщення колісного шасі, а для переміщення по пересіченій місцевості і вертикальних поверхнях застосовано рушія за формою, яка нагадує кінцівки чотириляпих тварин.

Перший варіант такого мобільного роботу довільній орієнтації розвідувального типу схематично зображено на рис. 1.

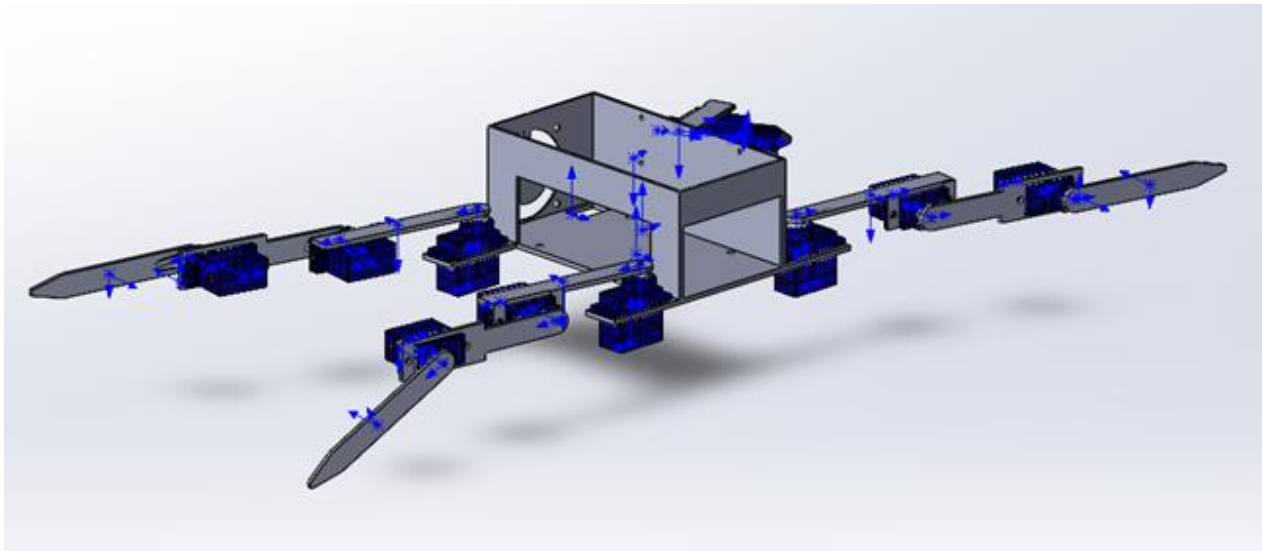


Рис. 1 – 3D модель мобільного робота

Переваги такої конструкції наступні:

1. Мобільність.

Запропонована конструкція має можливість переміщатись по дорозі, або переміщатись по пересічній місцевості в складних умовах (сніг, бруд на дорозі).

2. Можливість вертикального переміщення.

Додавання на «лапах» висувних шипів забезпечує можливість вилазити на дерева (для військових цілей – виконувати розвідку).

3. Можливість з любого положення вернутись в робоче.

Наявність рушія за формою, яка нагадує кінцівки чотирилапих тварин дозволяє при переверненні повернення у попереднє положення.

4. Невеликий рівень шуму при роботі.

Набагато менший рівень гучності роботи в порівнянні з літаючими безпілотними апаратами.

Основні недоліки, які властиві запропонованому мобільному роботу такі:

1. Ризики поломки.

Велика кількість рухомих компонентів, що збільшують вірогідність поломки. Також роботи таких типів мають зазвичай проблеми з рамою, проте у невеликих мобільних роботів вірогідність цього зменшується.

2. Вартість.

Мобільний робот запропонованого типу в порівнянні з простими наземними комплексами чисто колісного базування буде однозначно дорожчим через наявність як і коліс, так і застосовано рушія за формою, яка нагадує кінцівки чотирилапих тварин.

На даному етапі продовжуються роботи по розробці і моделюванню окремих вузлів запропонованого мобільного роботу з застосуванням сучасних методів інженерного проектування складних об'єктів і систем.



Перелік посилань

1. Поліщук, М. М. Робототехнічні системи та комплекси: мобільні роботи довільної орієнтації [Текст] : підруч. / М. М. Поліщук, М. М. Ткач. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 301 с.
2. Поліщук, М. М. Робототехнічні системи: проектування і моделювання [Текст] : навч. посіб. / М. М. Поліщук, М. М. Ткач. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 112 с.
3. Трет'як, А.В. Основи робототехніки [Текст] : навч. посіб. / А. В. Трет'як, А.М. Кльон. – Полтава, видавництво національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2024. – 135 с.
4. Воробйов, Ю. А. Правила оформлення навчальних і науково-дослідних документів [Текст]: навч. посіб. / Ю. А. Воробйов, Ю. О. Сисоев. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2019. – 88 с.

ПРЯМА КІНЕМАТИКА ПЕРСПЕКТИВНОГО ПІДЛОГОВОГО ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА НА ОСНОВІ КЛАСИЧНОЇ D-N ПАРАМЕТРИЗАЦІЇ

А. С. Сорока, О. О. Баранов

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Розв'язання прямої задачі кінематики для підлогових промислових роботів-маніпуляторів є надзвичайно важливим етапом у забезпеченні їхньої точності, ефективності та безпеки в автоматизованих виробничих процесах. Саме ця задача дозволяє визначити положення та орієнтацію виконавчого органу на основі заданих параметрів зчленувань, що є критично важливим для керування рухом, моделювання, симуляції та взаємодії з об'єктами в робочому середовищі. У підлогових маніпуляторів, які зазвичай виконують точні й повторювані операції, такі як збирання, пакування або обробка деталей, навіть незначні відхилення у визначенні координат кінцевого елемента можуть призвести до технологічних помилок або механічних збоїв. Крім того, правильне вирішення прямої кінематики є основою для побудови моделей зворотної кінематики, аналізу досяжності та оптимізації траєкторій руху. У контексті інтеграції роботів у гнучкі виробничі лінії та «розумні фабрики», точна кінематична модель сприяє створенню цифрових двійників, валідації програм керування та забезпеченню адаптивного налаштування в умовах зміни задач або компонування. Таким чином, аналітичне розв'язання прямої кінематики є не лише фундаментальним етапом у розробці роботизованої системи, а й ключовою умовою для її практичного впровадження в сучасному промисловому середовищі. Для розрахунку пропонується 5-координатний робот-маніпулятор, що може бути змонтований на монорельсі або зубчастій рейці та у майбутньому запланованого на роботу з навантаженням до 10 кг на дистанції до 10000 мм. Досліджена схема описує конструкцію підлогового промислового робота-маніпулятора з п'ятьма ступенями свободи. Робот включає два поступальних ступені свободи, що реалізують горизонтальне переміщення S_1 основи вздовж підлоги та вертикальне переміщення каретки S_2 . Наступні три

ступені свободи є обертальними: обертання Θ_3 забезпечує поворот важеля, обертання Θ_4 – зміну орієнтації горизонтальної ланки, і, нарешті, обертання Θ_5 відповідає позиціюванню інструментального органу. Така конструкція є типовою для промислових роботів, які виконують точні маніпуляції у виробничому середовищі – наприклад, при збиранні, зварюванні або обробці деталей. Завдяки своїй модульній структурі та монтажу до підлоги, маніпулятор забезпечує жорсткість, надійність і точність у позиціюванні кінцевого елемента, що є критично важливим у завданнях автоматизації.

Пряма задача кінематики маніпуляторів формулюється так: задана кінематична схема маніпулятора і в певний момент часу відомі значення узагальнених координат, що визначають положення всіх ланок маніпулятора одна відносно одної. Потрібно визначити положення і орієнтацію останньої ланки маніпулятора (захоплювача) у системі відліку, зв'язаної зі стояком. Геометричні розміри ланок вважаються заданими. Для розв'язання прямої задачі кінематики робота-маніпулятора був застосований метод Денавіта-Хартенберга, в результаті чого була отримана схема розташування спеціальних систем координат, пов'язаних із ланками маніпулятора (рис. 1).

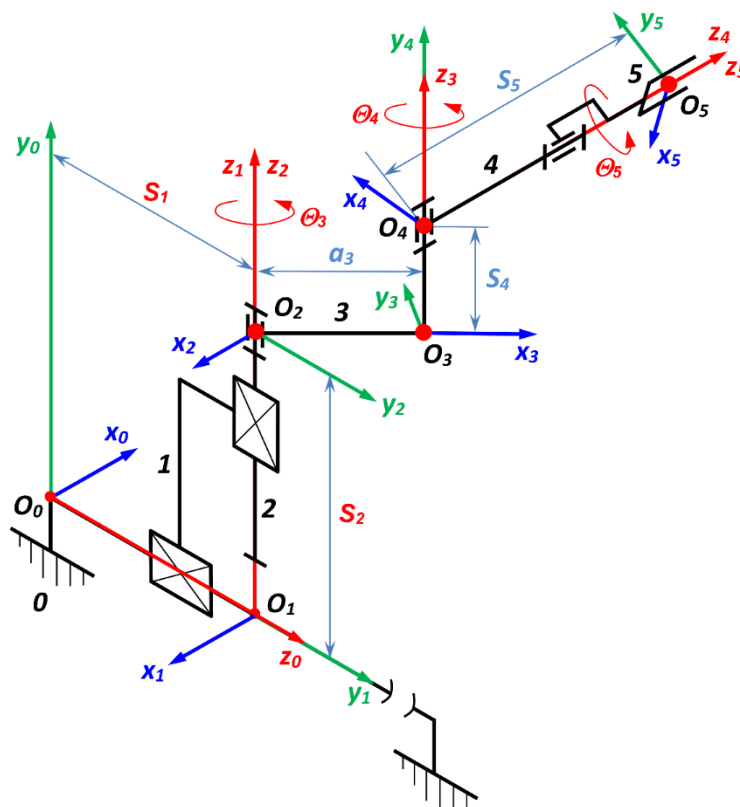


Рис. 1 – Кінематична схема підлогового робота-маніпулятора, що застосовується для розв'язання прямої задачі кінематики

В результаті застосування метода обчислені елементи матриці T_5 , які описують перехід від системи координат (x_5, y_5, z_5) , пов'язаної із захоплювальним пристроєм, до базової системи координат (x_0, y_0, z_0) :



$$T_5 = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} & t_{13} & t_{14} \\ t_{21} & t_{22} & t_{23} & t_{24} \\ t_{31} & t_{32} & t_{33} & t_{34} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Перші три елементи першого, другого і третього стовпців є напрямними косинусами відповідно осей x_5, y_5, z_5 у системі 0 , а три елементи четвертого стовпця – це координати x_c, y_c, z_c центру захоплювача в тій же системі:

$$\begin{aligned} t_{11} &= \cos(\widehat{\vec{i}_n, \vec{i}_0}) = -\cos \Theta_5 (\cos \Theta_3 \cos \Theta_4 - \sin \Theta_3 \sin \Theta_4) \\ &= -\cos \Theta_5 \cos(\Theta_3 + \Theta_4); \end{aligned} \quad (2)$$

$$t_{21} = \cos(\widehat{\vec{i}_n, \vec{j}_0}) = \sin \Theta_5; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} t_{31} &= \cos(\widehat{\vec{i}_n, \vec{k}_0}) = \cos \Theta_5 (\cos \Theta_3 \sin \Theta_4 + \cos \Theta_4 \sin \Theta_3) = \\ &= \cos \Theta_5 \sin(\Theta_3 + \Theta_4); \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} t_{12} &= \cos(\widehat{\vec{j}_n, \vec{i}_0}) = \sin \Theta_5 (\cos \Theta_3 \cos \Theta_4 - \sin \Theta_3 \sin \Theta_4) = \\ &= \sin \Theta_5 \cos(\Theta_3 + \Theta_4); \end{aligned} \quad (5)$$

$$t_{22} = \cos(\widehat{\vec{j}_n, \vec{j}_0}) = \cos \Theta_5; \quad (6)$$

$$\begin{aligned} t_{32} &= \cos(\widehat{\vec{j}_n, \vec{k}_0}) = -\sin \Theta_5 (\cos \Theta_3 \sin \Theta_4 + \cos \Theta_4 \sin \Theta_3) = \\ &= -\sin \Theta_5 \sin(\Theta_3 + \Theta_4); \end{aligned} \quad (7)$$

$$t_{13} = \cos(\widehat{\vec{k}_n, \vec{i}_0}) = -\cos \Theta_3 \sin \Theta_4 - \cos \Theta_4 \sin \Theta_3 = -\sin(\Theta_3 + \Theta_4); \quad (8)$$

$$t_{23} = \cos(\widehat{\vec{k}_n, \vec{j}_0}) = 0; \quad (9)$$

$$t_{33} = \cos(\widehat{\vec{k}_n, \vec{k}_0}) = \sin \Theta_3 \sin \Theta_4 - \cos \Theta_3 \cos \Theta_4 = -\cos(\Theta_3 + \Theta_4); \quad (10)$$

$$\begin{aligned} t_{14} &= x_c = -s_5(\cos \Theta_3 \sin \Theta_4 + \cos \Theta_4 \sin \Theta_3) - a_3 \cos \Theta_3 = \\ &= -s_5 \sin(\Theta_3 + \Theta_4) - a_3 \cos(\Theta_3); \end{aligned} \quad (11)$$

$$t_{24} = y_c = s_2 + s_4; \quad (12)$$

$$\begin{aligned} t_{34} &= z_c = s_1 - s_5(\cos \Theta_3 \cos \Theta_4 - \sin \Theta_3 \sin \Theta_4) + a_3 \sin \Theta_3 = \\ &= s_1 - s_5 \cos(\Theta_3 + \Theta_4) + a_3 \sin(\Theta_3). \end{aligned} \quad (13)$$

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЛАБОРАТОРНОГО ПРОТОТИПУ SCARA-РОБОТА

Я. В. Тіунов, А. О. Бреус

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

В умовах активного розвитку автоматизації виробничих процесів важливим завданням є створення надійних та технологічно ефективних лабораторних прототипів роботизованих систем. У даній роботі представлено результати удосконалення конструкції робота SCARA (Selective Compliance Assembly Robot Arm), спрямовані на підвищення надійності та серійної придатності (рис. 1).

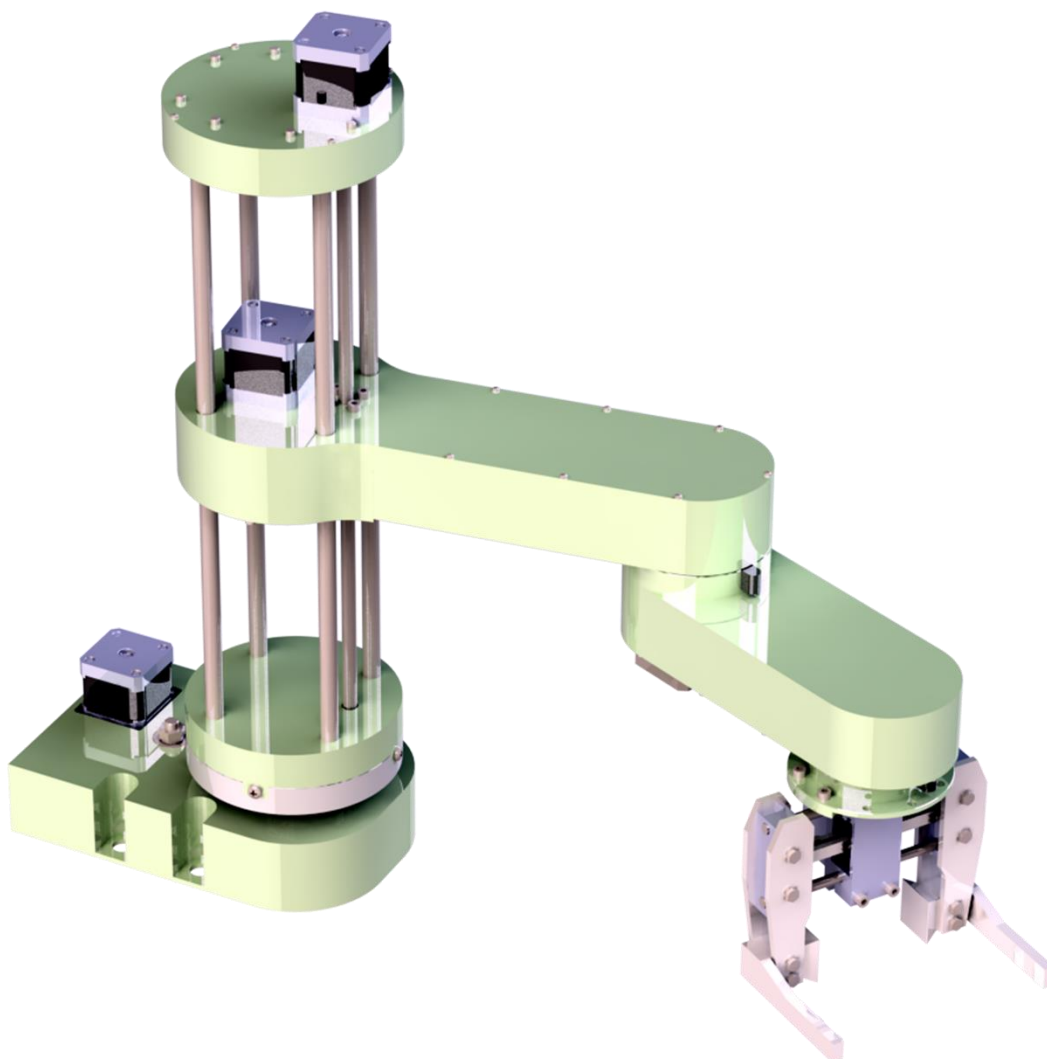


Рис. 1 – Удосконалена конструкція робота SCARA-робота

Початкова версія робота мала конструкцію, основні елементи якої були виготовлені з пластику. Такий вибір матеріалу забезпечував швидке прототипування, проте суттєво обмежував механічну міцність і довговічність системи. У процесі модернізації конструкція робота була детально переглянута в середовищі тривимірного моделювання SolidWorks. Наново спроектовані деталі



адаптовано для серійного виробництва на верстатах з числовим програмним керуванням (ЧПК). Замість пластикових елементів у конструкції було використано алюмінієві сплави, що дозволило суттєво підвищити міцність конструкції при збереженні її малої маси. Завдяки цим заходам вдалося значно покращити надійність роботи прототипу та забезпечити його придатність для експлуатації в умовах, наближених до промислових. Окрім удосконалення конструкції, було створено повний комплект робочих креслень, що включає всі необхідні деталі та вузли для виготовлення і складання робота. На рис. 1 представлено удосконалену конструкцію лабораторного прототипу робота SCARA.

За результатами аналізу було зроблено висновки щодо основних удосконалень, які можуть бути зосереджені на декількох ключових аспектах. Основні напрямки вдосконалення конструкції лабораторного SCARA-робота та очікуваний ефект наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Основні напрямки вдосконалення конструкції лабораторного SCARA-робота та очікуваний ефект

Напрямок удосконалення	Очікуваний ефект
Застосування редукторів із низьким люфтом	Зменшення похибок позиціонування, підвищення точності руху
Оптимізація матеріалів ланок (легкі, жорсткі)	Зменшення інерції, підвищення швидкості та точності роботи
Інтеграція високоточних енкодерів	Поліпшення точності зворотного зв'язку і контролю положення
Встановлення силомірних сенсорів у захоплювачі	Реалізація задач контролю зусиль та тактильної взаємодії
Модульна архітектура програмного забезпечення	Спрощення розробки та тестування алгоритмів, розширення функціоналу
Покращення ергономіки та безпеки конструкції	Підвищення безпеки експлуатації в навчальному середовищі
Встановлення аварійних вимикачів	Миттєва можливість зупинки у разі небезпечної ситуації
Додавання адаптивних елементів (обмежувачів руху)	Захист механізму від перевантаження та пошкодження

За результатами проведеного аналізу, перш за все, значного покращення можна досягти за рахунок застосування редукторів із низькою люфтом або гармонійних приводів замість традиційних зубчастих механізмів. Це дозволить зменшити механічні похибки під час позиціонування та покращити динаміку руху кінцевого елемента. Другим напрямом є оптимізація конструкції ланок шляхом використання легких і жорстких матеріалів, таких як вуглепластик або алюмінієві сплави. Це дозволить зменшити інерцію системи та підвищити точність стеження за заданими траєкторіями. Крім того, інтеграція високоточних енкодерів на вали приводів забезпечить можливість точнішого зчитування положення ланок у реальному часі, що є необхідною умовою для впровадження алгоритмів точного контролю положення та швидкості. Важливим удосконаленням є також модернізація сенсорної системи, зокрема інтеграція силомірних сенсорів у захоплювач для реалізації задач з контролем зусиль взаємодії з об'єктами, що відкриває можливості для розширення дослідницьких завдань. Удосконалення може



включати також впровадження модульної архітектури програмного забезпечення, що спростить розробку та тестування алгоритмів керування, дозволить швидко змінювати режими роботи та адаптацію до різних навчальних сценаріїв. Нарешті, підвищення ергономіки та безпеки конструкції, зокрема шляхом застосування обмежувачів руху, м'яких покриттів для зовнішніх поверхонь та аварійних вимикачів, сприятиме безпечнішій роботі у навчальному середовищі. Таким чином, комплексне вдосконалення конструкції лабораторного SCARA-робота дозволить розширити спектр навчальних і дослідницьких завдань, підвищити якість підготовки студентів і забезпечити кращу відповідність вимогам сучасної інженерної освіти.

Комплексне впровадження зазначених удосконалень дозволить не лише суттєво підвищити технічні характеристики лабораторного SCARA-робота, а й зробити його більш універсальним інструментом для навчання сучасним технологіям мехатроніки та робототехніки.

РОЗРОБКА БЕЗПРИВІДНОГО ЗАХОПЛЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ТАРИ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ФОРМИ

Я. В. Тіунов, Ю. В. Широкий

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Захоплювальні пристрої (ЗП) відіграють важливу роль у проектуванні автоматизованих та роботизованих виробничих систем. Вони мають відповідати всім вимогам, необхідним для забезпечення стабільної, ефективної та безпечної роботи, а також повною мірою реалізовувати свої функціональні можливості. З економічної точки зору ЗП повинен бути конструктивно простим, надійним, уніфікованим і зручним в обслуговуванні. Це особливо важливо під час створення автоматизованих виробничих ділянок зі складними багаторівневими системами керування. Прикладом є пневматична система керування на ділянці автоматизованого фасування сипучої продукції в циліндричну тару (рисунк 1). У зв'язку з цим актуальною є задача розроблення безпривідного захоплювального пристрою для транспортування круглої пластикової тари під сипучі матеріали (габаритами 180×100 мм) у межах автоматизованої пневматичної комірки.

Для вирішення поставленої задачі було розроблено безпривідний захоплювальний пристрій, який монтується на шток пневмоциліндра або аналогічну конструктивну основу. Основне призначення пристрою полягає в транспортуванні тари для сипучої продукції до дозувального вузла. Робота пристрою ґрунтується на механізмі зачеплення тари за допомогою гака з подальшим її утримуванням під час переміщення пневмоциліндром у напрямку дозатора.

Робота проектного ЗП заснована на зубчастій передачі, яка складається із сегментної шестерні та зубчастої рейки, яка вмонтована на те місце, де потрібно зачіпляти гак тару, та пружини розтягування (рисунк 2). Зубчаста передача необхідна для обертання гака на захоплення банки, а пружина розтягування, у свою чергу, – для утримування банки гаком під час підтягування та для повернення гака у початкове положення.

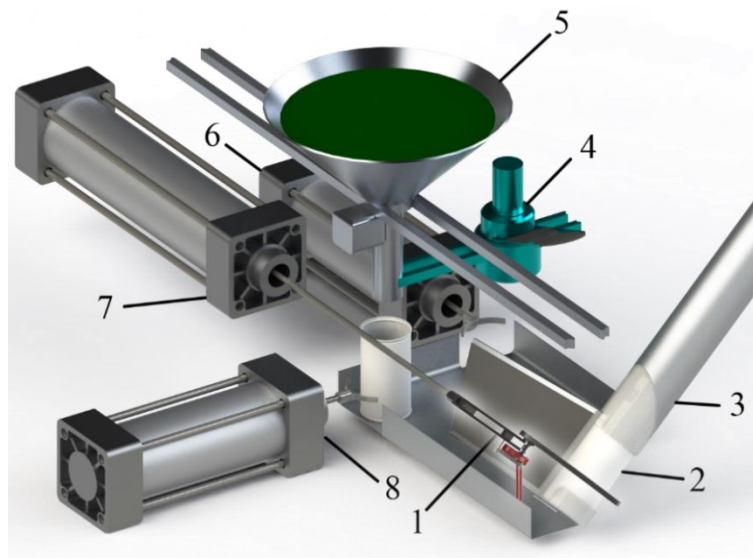


Рис. 1 – Принципова модель пневматичної системи автоматизованої комірки по заповненню циліндричної тари сипучими продуктами:

- 1 – захоплювальний пристрій; 2 – циліндрична тара; 3 – завантажувальна труба;
4 – пристрій для закриття тари кришкою; 5 – дозатор сипучої продукції;
6 – пневмоциліндр для транспортування готових виробів; 7 – пневмоциліндр для транспортування тари під дозатор; 8 – пневмоциліндр для транспортування тари під закриття їх кришкою

Таке виконання сегментної шестерні (див. рисунок 2) обумовлене можливістю створення зачеплення з зубчастою рейкою при висуванні штоку на захоплення банки, та відсутністю зачеплення при зворотному русі штоку, тобто при підтягуванні тари пневмоциліндром.



Рис. 2 – 3D-модель безпривідного захоплювального пристрою для транспортуванні тари під сипучу продукцію до дозатора: 1 – гак; 2 – корпус;

- 3 – гвинти для закріплення розтягувальної пружини (DIN 6912 M4x40 та M4x25);
4 – розтягувальна пружина; 5 – гвинт для закріплення сегментної шестерні (DIN 967 M4x8); 6 – зубчаста рейка; 7 – сегментна шестерня

Розроблений захоплювальний пристрій може бути застосований не лише в межах описаної автоматизованої системи, а й в інших технічних рішеннях, де для переміщення об'єкта достатньо простого притягування його до заданої позиції. Основними перевагами конструкції є її простота та можливість безпривідної експлуатації. Серед недоліків слід відзначити необхідність високої точності позиціонування рейки для забезпечення її зчеплення із шестірнею, а також обмеження щодо повернення механізму у початкове положення — цей процес можливий лише за умови відсутності перешкод для обертання гака.

Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

ВПЛИВ ТИПУ РІДИНИ НА ХАРАКТЕР ЇЇ ПОВЕДІНКИ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ДІЇ ГІДРАВЛІЧНОГО ПОРШНЕВОГО ПРИСТРОЮ

Н. М. Московська

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Метою наведеного дослідження є розгляд поведінки двох типів рідини (ньютонівської та неньютонівської) при проведенні операції дозування з використанням поршневого дозатора (гідравлічного поршневого пристрою).

Теоретична залежність, яка визначає тривалість дозування має наступний вигляд:

$$t_n = 1,1 \dots 1,2 \frac{W}{f_{ef} \mu_0 \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho} + gH}}, \quad (1)$$

Зважаючи, що об'єм дози визначається як $W = f_{ef} L_{pk}$, а швидкість руху рідини у робочій камері може бути визначена за залежністю $v = \frac{L_{pk}}{t_n}$, остаточна залежність для визначення швидкості руху рідини з урахуванням (1) має вигляд:

$$v = \frac{\mu_0 \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho} + gH}}{1,1 \dots 1,2}, \quad (2)$$

Аналіз залежності (2) демонструє, що теоретичне значення швидкості руху рідини при постійній конфігурації дозатора є константою, яка залежить тільки від фізичних характеристик самої рідини. Однак при моделюванні течії рідини при аналогічних умовах вже на етапі анімації процесу при використанні програмного забезпечення SolidFlow очевидно, що швидкість є змінною по довжині робочої камери. Приклад руху рідини наведено на рис. 1 для положення поршня у трьох позиціях, рівномірно розташованих по довжині камери.

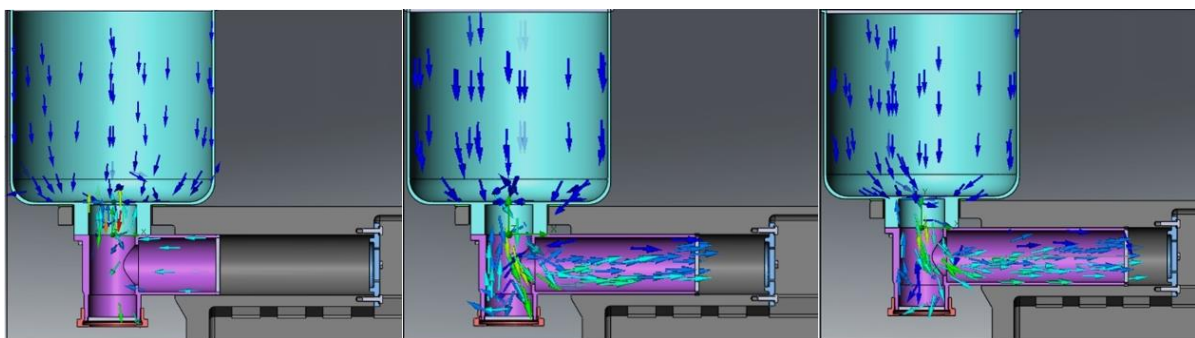


Рис. 1 – Рух рідини по довжині робочої камери

Загальна швидкість течії рідини для спрощеної моделі дозатора представлена на рис. 2.

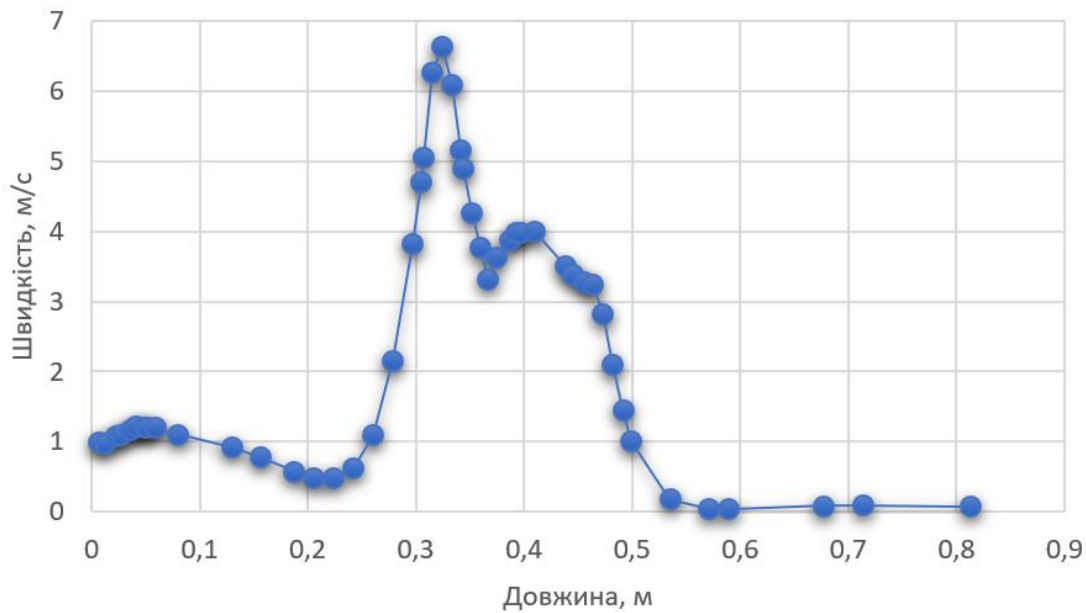


Рис. 2 – Графік загальної течії рідини

Графік 2 наявно відображає поведінку класичної ньютонівської рідини динамічна в'язкість якої при температурі 20°C дорівнює $10010 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$

Для неньютонівської рідини з динамічною в'язкістю $10 \text{ Па} \cdot \text{с}$, поведінку розглядали тільки у зоні підвищення швидкостей руху, яка для обох варіантів склала $0,33 \text{ м}$ (рис. 3).

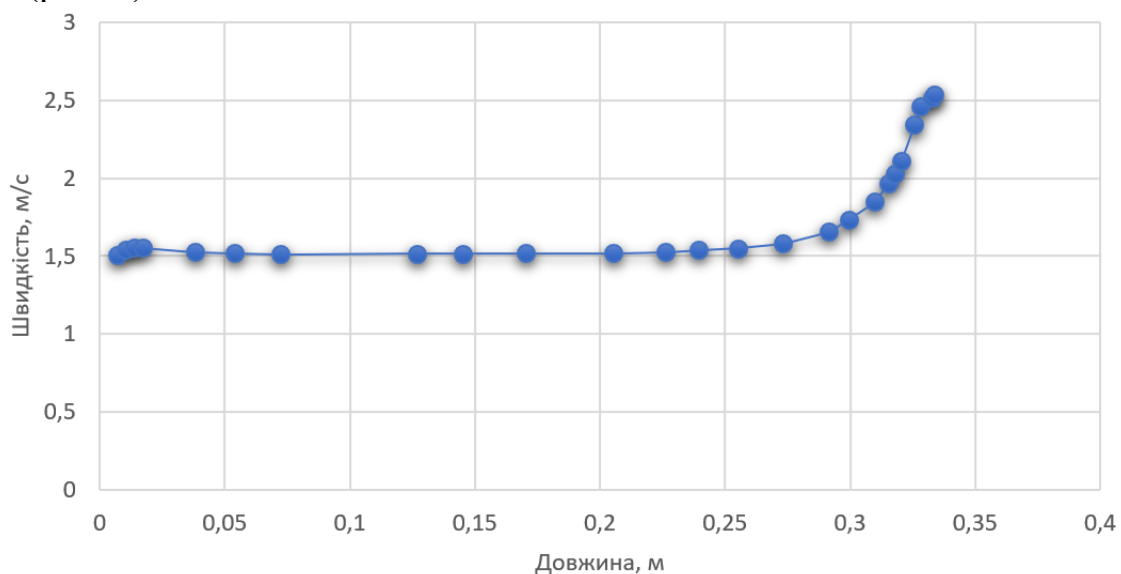


Рис. 3 – Графік течії неньютонівської рідини

Таким чином, як показав аналіз графіків 2 та 3 швидкість переміщення не є лінійною як можна було б припустити з виразу (2). Відповідно при розгляді процесу дозування необхідно враховувати розташування поршня пристрою по довжині робочої камери. Такий підхід є важливим у випадку, якщо дозатор планується використовувати як універсальний для кількох розмірів доз, що відмірюються.

ВИКОРИСТАННЯ 3D-СКАНЕРІВ ДЛЯ СТВОРЕННЯ СКЛАДНИХ АБО МАЛОДОСТУПНИХ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ОБ'ЄКТІВ

О. А. Папаїка, О. М. Гнисько

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Сучасні технології 3D-сканування значно полегшують створення цифрових копій фізичних об'єктів. Вони дозволяють точно відтворювати геометрію складних або важкодоступних деталей, що особливо важливо для інженерії, архітектури, медицини та реставрації.

Принцип роботи 3D-сканерів

3D-сканери працюють за різними технологіями, серед яких:

- Лазерне сканування – створює хмару точок на основі відбиття лазерного променя від поверхні об'єкта.
- Фотограмметрія – використовує серію зображень для побудови 3D-моделі (рис. 1).
- Структуроване світло – проєктує візерунок на об'єкт і аналізує деформації для визначення форми.



Рис. 1 – Сканування об'єкта за допомогою технології фотограмметрії

3D-сканери мають низку переваг. Вони забезпечують високу точність, що дозволяє отримувати деталізовані моделі. Завдяки швидкості роботи значно перевершують традиційні методи вимірювання. Безконтактність дає змогу сканувати крихкі або живі об'єкти, а цифрове збереження дозволяє редагувати й аналізувати отримані моделі (рис. 2).



Рис. 2 – Етапи сканування об'єкту



Застосовуються такі сканери у промисловості для контролю якості та реверс-інжинірингу, у будівництві для створення цифрових моделей архітектурних об'єктів, у медицині для виготовлення протезів та імплантів, а також у криміналістиці для аналізу місць злочину.

Використання 3D-сканерів значно спрощує процес отримання точних вимірювань для складних або важкодоступних об'єктів. Вони відкривають нові можливості в багатьох галузях, підвищуючи якість і швидкість роботи.

Метою даного дослідження є визначити похибку та проаналізувати її величину за допомогою фотограмметрії. Для цього об'єкт буде відскановано в програмі Polycam шляхом створення великої кількості фотографій (рис.3) Чим більше фотографій тим вище якість 3D-моделі.

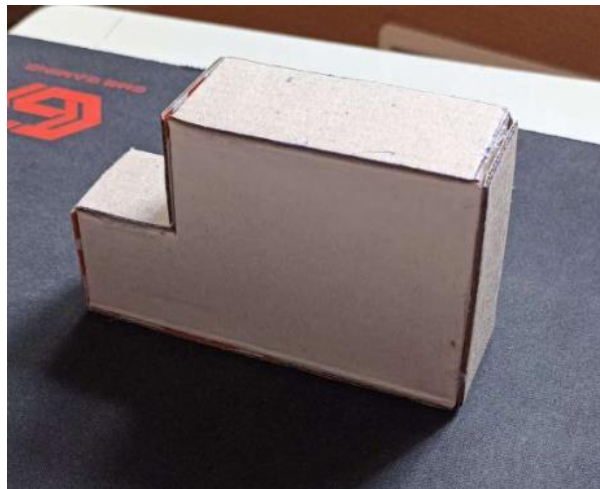


Рис. 3 – Об'єкт дослідження

Умови дослідження: відомо висота об'єкта, вона складає 6 см. Файл з відсканованим об'єктом завантажують у формат STL (рис. 4).

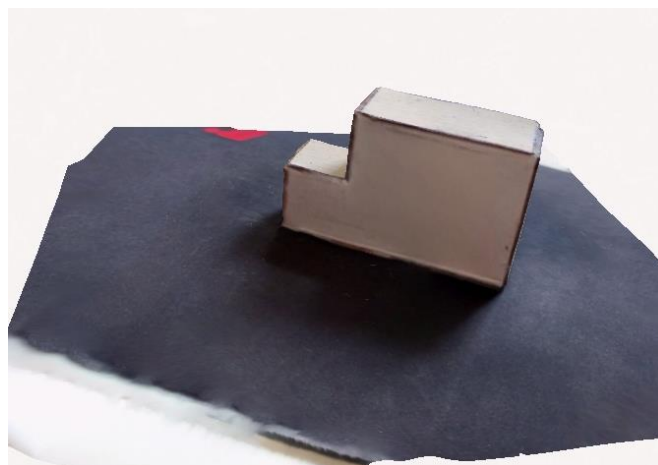


Рис. 4 – Відсканований об'єкт

За допомогою середовища Blender ми зменшуємо кількість полігонів для більш зручної роботи з файлом (рис. 5).

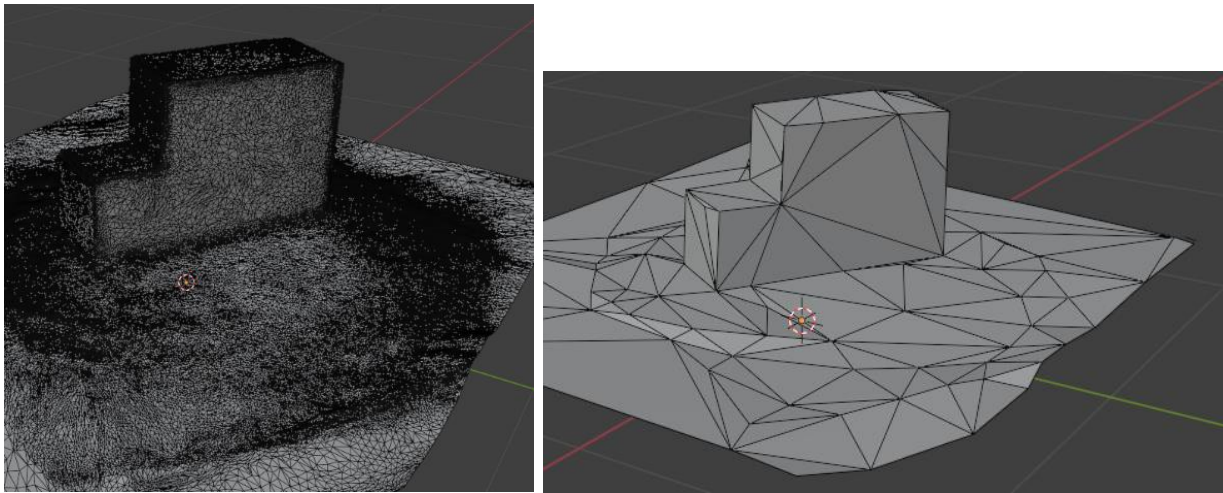


Рис. 5 – Зменшення кількості полігонів

Експортуємо файл у форматі STEP в середовище SolidWorks та робимо за допомогою властивостей програми замір відомої висоти (рис. 6). Масштабуємо за допомогою визначеного коефіцієнту (1).

$$K = \frac{L_{\text{відомий}}}{L_{\text{цифровий}}} = \frac{60}{0,474} = 126,58 \quad (1)$$

де:

K – коефіцієнт масштабування,
 $L_{\text{відомий}}$ – відомий розмір (6 см = 60 мм),
 $L_{\text{цифровий}}$ – цифровий розмір (0,474 мм).

Проводим замір всіх довжин за допомогою середовища SolidWorks та фізичний замір для порівняння та визначення похибки сканування (рис. 7). Данні вносим в таблицю 1.

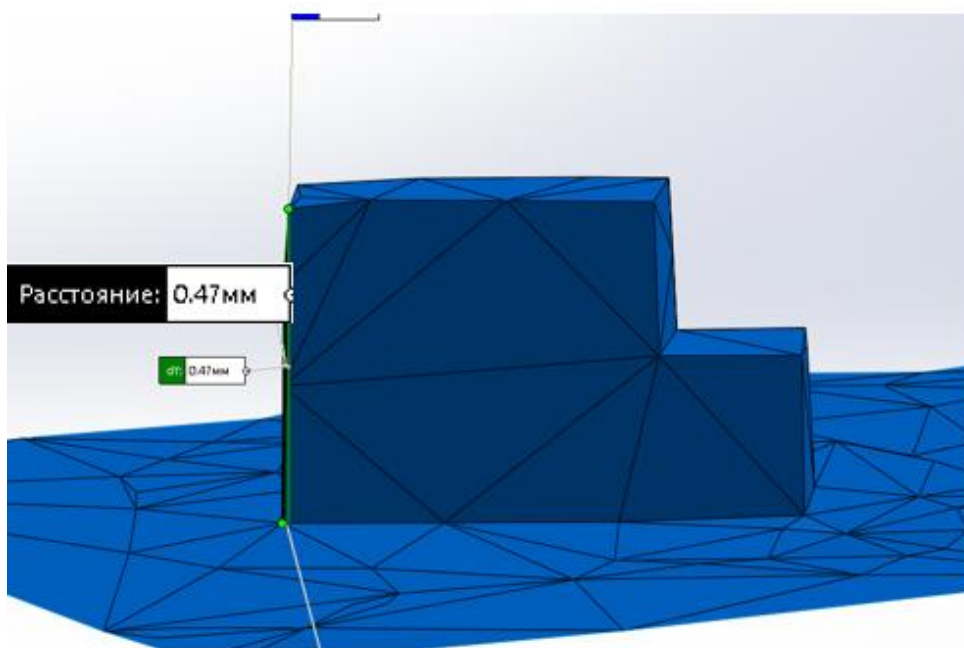


Рис. 6 – Об'єкт у середовищі SolidWorks

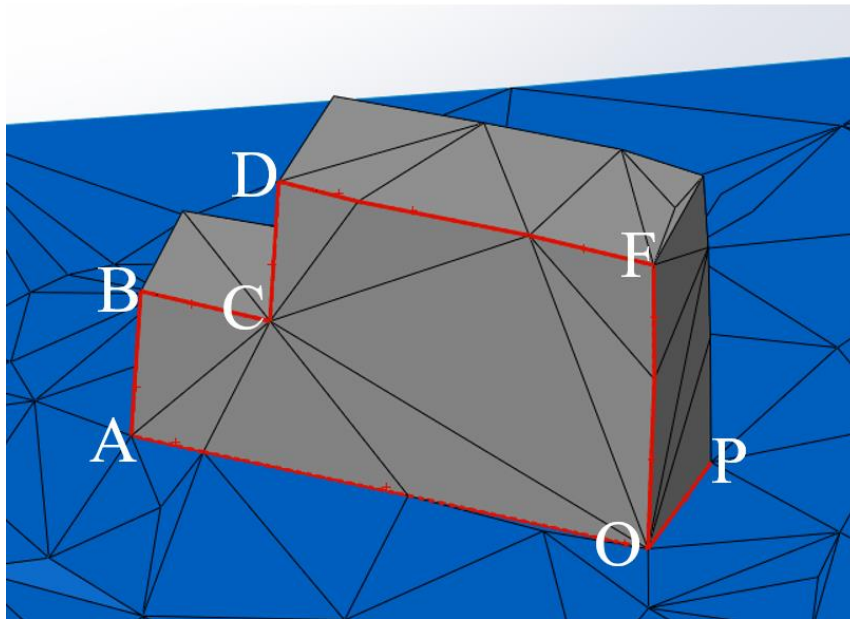


Рис. 7 – Елементи розрахунку

Таблиця 1 – Результати порівнянь

Назва відрізка	Фізичний вимір (мм)	Електронний замір (мм)	Коефіцієнт похибки (%)
AB	30	31,19	3,79
BC	30	29,03	3,23
CD	30	29,84	0,53
DE	70	71,54	2,20
EF	60	59,85	0,25
FA	100	99	1,00
OP	30	30,68	2,27

Висновок: таким чином ми визначили що коефіцієнт похибки не перевищує 5% що буде допустимо для об'єктів з невеликим допуском.

Використання 3D-сканування значно полегшує отримання вимірювань для складних або важкодоступних об'єктів, а великим плюсом є наявність уже спроектованої 3D-моделі.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОЇ ЗАМКНЕНОЇ ОБОЛОНКИ ПРИ УДАРІ ШВИДКИМ ТВЕРДИМ ТІЛОМ

О. А. Папаїка, О. Г. Наріжний

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Для захисту будівельних конструкцій від фронтального удару і руйнування швидким тілом, наприклад автомобілем, використовуються захисні елементи у вигляді замкнених оболонок, при пружно-пластичному деформуванні яких поглинається кінетична енергія рухомого тіла. Для керування початком пластичного деформування елементи мають початковий рельєф. Такі елементи мають малу масу і вартість та високу поглинальну властивість при малих переміщеннях. В

наш час для обґрунтування параметрів таких захисних елементів знайшло розповсюдження чисельне моделювання процесу удару.

Для того, щоб числова модель була адекватною, тобто відображала суттєві особливості механічного процесу, вона повинна задовольняти ряду умов:

- модель пружно-пластичної поведінки матеріалу повинна відповідати кривій навантаження реального матеріалу (дійсному закону зміцнення);
- модель оболонки повинна припускати неоднорідний характер поля напружень та деформацій за товщиною, а також припускати великі переміщення та деформації;
- повинні бути враховані динамічні ефекти, наприклад інерційний опір;
- модель контактної взаємодії повинна припускати неоднорідний тиск між торцем оболонки та поверхнею рухомого тіла, а також можливість утворення зазору в процесі взаємодії.

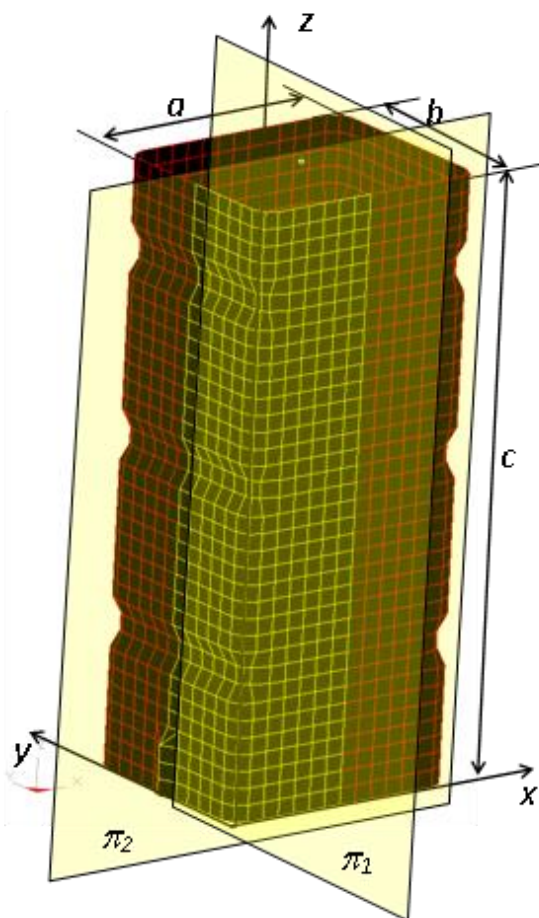


Рис. 1 – Вид оболонки

В цілому така математична модель є суттєво нелінійною і тому не має рішень у вигляді відомих функцій. Нижче для рішення використано метод виважених різниць з скінченно-елементною апроксимацією за просторовими координатами та скінченно-різницевою апроксимацією за часом в середовищі пакету ANSYS-LSDYNA [1] в системі CI.

На рис. 1 показана оболонка загальом (чорним кольором) та система скінченних елементів (граничі показано жовтим кольором), а також загальні розміри та система координат. Оболонка має дві площини матеріально-геометричної симетрії, позначені π_1, π_2 , що разом з припущенням про рух тіла проти осі z та жорстким спиранням на площині $z = 0$ дає можливість обмежити розрахунки чвертю оболонки з додатковими умовами симетрії напружено-деформованого стану оболонки на перерізах площинами π_1, π_2 . Це скорочує об'єм скінченно-елементної моделі та трудоемність її розрахунку.

Матеріал оболонки - сталь, що деформується за пружно-пластичним типом з характеристиками (використовується параметрична модель матеріалу *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY). Механічні параметри: $\rho = 7830 \text{ кг/м}^3$ – густина; $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ - модуль пружності Юнга; $\nu = 0,3$ - коефіцієнт Пуассона; $\sigma_T = 2,07 \cdot 10^8 \text{ Па}$ - умовна межа пластичності. Використана дійсна діаграма « σ - ϵ », параметри якої наведено у табл. 1; розміри оболонки (рис. 1): $a = 0,116 \text{ м}$; $b = 0,096 \text{ м}$; $c = 0,273483 \text{ м}$; $h = 0,002 \text{ м}$.

Таблиця 1 – Параметри діаграми « σ - ϵ »

ϵ	0,0	0,08	0,16	0,4	9,9
$\sigma \cdot 10^{-8}$, Па	2,07	2,5	2,75	2,899	3,0

Навантаження оболонки здійснюється зверху твердим тілом (умовно не показано), масою m 800 кг, що рухається вертикально вздовж осі z зверху вниз з початковою швидкістю $v_0 = 8,94$ м/с. Використовується ключове слово *RIGIDWALL_PLANAR_MOVING_FORCES.

У нижній частині оболонка жорстко прикріплена до нерухомої основи, тому

$$u = 0, v = 0, w = 0 \text{ при } z = 0,$$

де u, v, w - переміщення точок серединної поверхні вздовж координат x, y і z відповідно.

На вертикальних межах виділеної чверті оболонки вводяться додаткові умови симетрії у переміщеннях

$$u = 0, \alpha_y = \alpha_z = 0 \text{ при } x = a/2,$$

$$v = 0, \alpha_x = \alpha_z = 0 \text{ при } y = b/2,$$

де $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ - кути повороту серединної поверхні щодо осей координат.

Параметри скінченно-елементної моделі: кількість вузлів 716 (плюс вузол 99999 для жорсткого ударника), кількість чотиривузлових скінченних елементів 641. Використані скінченні елементи типу 2 (Біличко-Цая).

Параметри управління обчислювальним процесом :

- тривалість процесу $dt = 0,0201$ с (* CONTROL _ TERMINATION);
- облік ефекту «пісочного годинника» у загальному балансі енергії $hgen = 2$ (* CONTROL ENERGY);
- облік розсіювання енергії при терті оболонки з ударником $rwen = 2$ (* CONTROL ENERGY).
- Результати розрахунків детально наведені в презентації.

Перелік посилань

1. LS-DYNA^R KEYWORD USER'S MANUAL, v. I,II. ANSYS, 2023. – 6065 р.

УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОЗРЯДУ МАГНЕТРОННОГО РОЗПИЛЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

Д. Р. Степаненко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Магнетронне розпилення є однією з провідних технологій нанесення тонких плівок у промисловості, зокрема в електроніці, машинобудуванні, оптиці та медицині. Ефективність роботи магнетронного розпилювального пристрою (рис. 1)

істотно залежить від точності опису фізичних процесів у плазмі, що генерується поблизу катода.

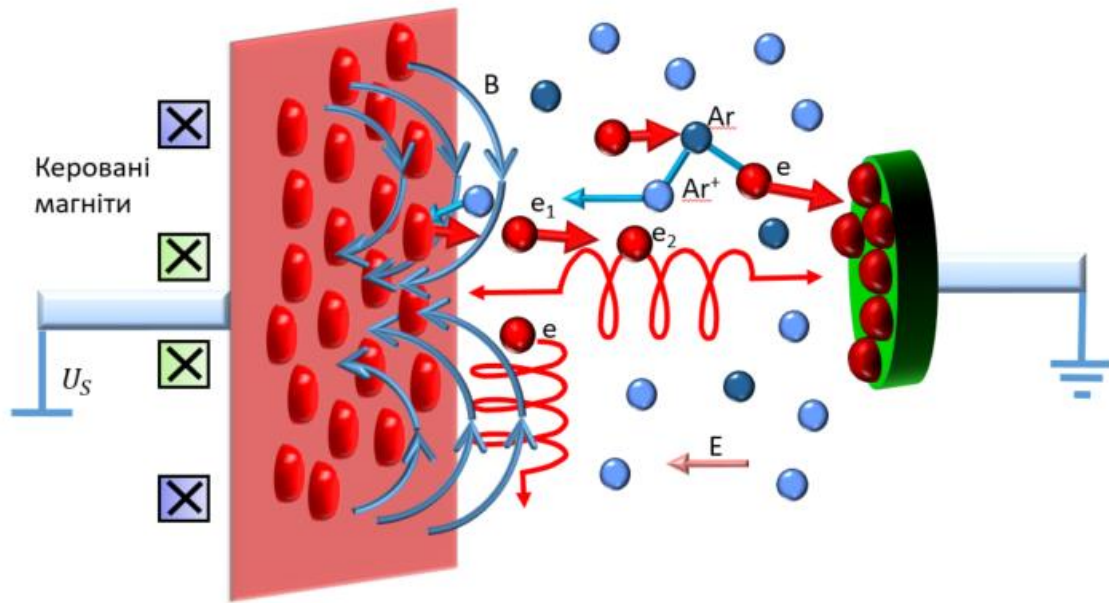


Рис. 1 – Схематичне зображення магнетронного розряду

Математичне моделювання розряду в планарних магнетронних розпилювальних пристроях є важливою складовою для оптимізації процесів осадження тонких плівок у різних галузях промисловості. Класичні моделі зазвичай базуються на припущеннях про постійність таких параметрів, як густина плазми та ефективність іонізації робочого газу. Такі спрощення дозволяють отримувати аналітичні рішення або будувати ефективні чисельні моделі, однак не відображають усіх складностей фізичних процесів, що реально відбуваються в магнетронному розряді. Одним із найбільш критичних припущень у класичних моделях є незалежність коефіцієнта вторинної емісії γ_{sec} від енергії E_i падаючих іонів. Проте численні експериментальні дослідження доводять, що γ_{sec} є сильно енергозалежною величиною: при низьких енергіях γ залишається незначною, але зростає із збільшенням енергії іонів, зберігаючи лінійну залежність до енергій іона близько 5 кеВ, залежно від матеріалу катода [1, 2]. Ігнорування цієї залежності призводить до некоректного опису механізмів запалювання розряду, динаміки струму розряду та стабільності плазми.

Таким чином, удосконалення математичної моделі шляхом урахування залежності $\gamma_{\text{sec}}(E_i)$ є логічним і необхідним кроком для підвищення точності та фізичної обґрунтованості опису процесів у планарних магнетронних розпилювальних пристроях. На основі експериментальних даних для широкого спектра матеріалів ця залежність може бути апроксимована функцією наступного вигляду:

$$\gamma_{\text{sec}}(E_i) = \gamma_{\text{sec}0} + \Delta\gamma_{\text{sec}} \frac{E_i}{E_{\text{imax}}},$$

де $\gamma_{\text{sec}0}$ – коефіцієнт вторинної емісії при нульовій енергії іона;
 E_i – енергія іона;



$E_{\text{imax}}, \Delta\gamma_{\text{sec}}$ – нормуючі множники.

Уведення такої лінійної залежності коефіцієнта вторинної електронної емісії є суттєвим удосконаленням, що дозволяє підвищити точність опису процесів, які відбуваються в зоні катодного розряду. Лінійна апроксимація є зручною формою для чисельного моделювання, яка дозволяє забезпечити як якісну, так і кількісну відповідність реальним характеристикам плазми.

Такий підхід приводить до нелінійного зв'язку між прикладеною напругою, іонною енергією, та генерацією вторинних електронів. Унаслідок цього, загальна густина електронів у плазмі стає функцією не лише геометрії й тиску, а й локального профілю напруженості електричного поля. Це впливає на стійкість розряду, розподіл потенціалу, а також на швидкість іонізації робочого газу, особливо в області поблизу мішені. Крім того, підвищення точності в розрахунку γ_{sec} дозволяє покращити передбачення критичних параметрів запуску й підтримки розряду, таких як порогова напруга, катодний струм та густина потоку іонів на поверхню.

Введення енергозалежної емісії також створює передумови для моделювання динамічних режимів магнетронного розряду, наприклад у HiPIMS, де енергія іонів може змінюватися в часі. В цілому, така модифікація математичної моделі дозволяє підвищити її універсальність і наблизити обчислення до реальних технологічних умов.

Перелік посилань

- 1 Zalm, P. C. Ion-induced secondary electron emission from copper and zinc [Text] / P. C. Zalm, L. J. Beckers // Surface Science. – 1985. – Vol. 152/153. – С. 135–141.
- 2 Ion induced electron emission from metal surfaces [Text] / D. Hasselkamp, K. G. Lang, A. Scharmann, N. Stiller // Nuclear Instruments and Methods. – 1981. – Vol. 180. – С. 349–356.

Логістичні системи у виробництві

ЗМІНИ В ПІДХОДАХ ЩОДО РОЗРАХУНКІВ СКЛАДУ ВИРОБНИЧИХ ПРАЦІВНИКІВ СУЧАСНОГО МЕХАНОСКЛАДАЛЬНОГО ВИРОБНИЦТВА

М. С. Романов

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Загально прийняті підходи до розрахунку виробничих працівників механоскладального виробництва передбачають наступний алгоритм: визначення загальної програми випуску → визначення трудомісткості та верстатомісткості → визначення кількості основного технологічного обладнання → визначення кількості верстатників/виробничих працівників. Зазвичай склад виробничих працівників включає в себе наступні категорії: верстатник, оператор, наладчик, розмітник, мийник, тощо [1]. Всі ці професії визначено в ДК 003:2010, також вони мають опис довідниках кваліфікаційних характеристиках та в декількох професійних стандартах. Також така методика частково враховує коефіцієнт багатOVERстатного обслуговування. Для середньосерійного та малосерійного виробництва, характерного для аерокосмічної галузі, такий коефіцієнт може дорівнювати 1,3, а для верстатів автоматів до 8 [2]. Але потрібно зауважити, що такий коефіцієнт стосується тільки однієї категорії виробничих працівників, а саме – верстатників і не розповсюджується на інші категорії виробничих працівників. Очевидно, що він також не асоціюється з категоріями допоміжних працівників та інженерно-технічних працівників. Далі методикою передбачено, що кількість працівників інших категорій визначається у відсотках від розрахункової кількості верстатників. За такими підходами навчають здобувачів освіти за освітніми програмами в галузі знань G - Інжиніринг, виробництво та будівництво.

Розвиток сучасних машинобудівних підприємств та використання в виробництві сучасних обробляючих центрів та верстатів з ЧПК, а також досвід сучасних європейських підприємств з кадрових питань вимагають перегляду існуючого підходу до розрахунків кількості працівників. В першу чергу, це пов'язано з фактичним перерозподілом трудових функцій на сучасному підприємстві (досвід АТ «ФЕД») серед виробничих працівників, допоміжних працівників, інженерно-технічних працівників. Іншим фактором, стає впровадження все більш складного обладнання та його інтеграція з загальними CAD/CAM/CAE системами в рамках CALS-технологій та Індустрії 4.0. В таблиці 1 наведено приклад об'єднання професії за рахунок перерозподілу трудових функцій.

Як можна побачити суттєво скоротився перелік професій. Потрібно зауважити, що раніше зазначені робочі професії відносилися до восьмого розділу Класифікатора професій ДК 003:2010, та не мали (за виключенням 5 розряду) вимог щодо наявності вищої освіти. Також окремо передбачалося залучення інженера-технолога високої кваліфікації з розширеним переліком трудових функцій (другий розділ Класифікатора ДК 003:2010).



Таблиця 1 - Порівняння існуючих професій та їх основних трудових функцій з досвідом провідного роботодавця авіаційної галузі в створенні нової професії

Було		Зараз	
Професія	Основні функції	Професія	Основні функції
Верстатник	Обробляє деталі	Оператор верс-тату з ЧПК (АТ «ФЕД»)	Створення та корекція 3-D моделі
Оператор верстатів з програмним керуванням	Веде процес оброблення		Розробити технологію оброблення
	Заміняє інструменти		Згенерувати обробляючу програму
	Підналагоджує деякі вузли		Підібрати та встановити інструменти
Налагоджувальник верстатів і маніпуляторів з програмним керуванням	Провести налаштування верстата		Провести налаштування верстата
			Виконати операцію
			Виконати контрольну операцію
Контролер верстатних та слюсарних робіт	Контролює та приймає деталі	Інженер-технолог	Аналіз конструкторської та технологічної документації
Технолог-програміст верстатів з програмним керуванням	Формує програму на технологічну операцію для стійки програмного керування		
Інженер-технолог	Аналіз конструкторської та технологічної документації		Розрахунок технологічних режимів, розроблення технологічних процесів, формування управляючих програм для ЧПК
	Розрахунок технологічних режимів, розроблення технологічних процесів, формування управляючих програм для ЧПК		

Але багато трудових функцій, які сьогодні повинен виконувати робітник, передбачають наявність комплексу знань, які може забезпечити лише вища освіта. Як приклад можна розглянути перелік компетентностей та навичок, які вимагаються від сучасного оператора устаткування з ЧПК в Європейському союзі. Дані взяті з ESCO (European Skills, Competences, Qualifications and Occupations). Як можна побачити, загалом це універсальний працівник, який має широкий профіль спеціалізації без прив'язки до певної групи обладнання. Також можна побачити, що деякі необхідні компетентності характерні для вищої освіти та інженерних професій.

Отже, як можна побачити з прикладу АТ «ФЕД» та опису з ESCO, працівники, які забезпечують механічну обробку деталей на сучасному машинобудівному підприємстві це переважно люди, які мають вищу освіту щонайменше рівня бакалавра й мають професії третього розділу ДК 003:2010. Такий підхід дозволяє відмовитися від великої кількості професій восьмого розділу ДК 003:2010 та відмовитися від залучення висококваліфікованих працівників, які відносяться до 2 розділу ДК 003:2010, адже основну інженерну роботу виконують CAD/CAM/CAE системи, технології CALS.

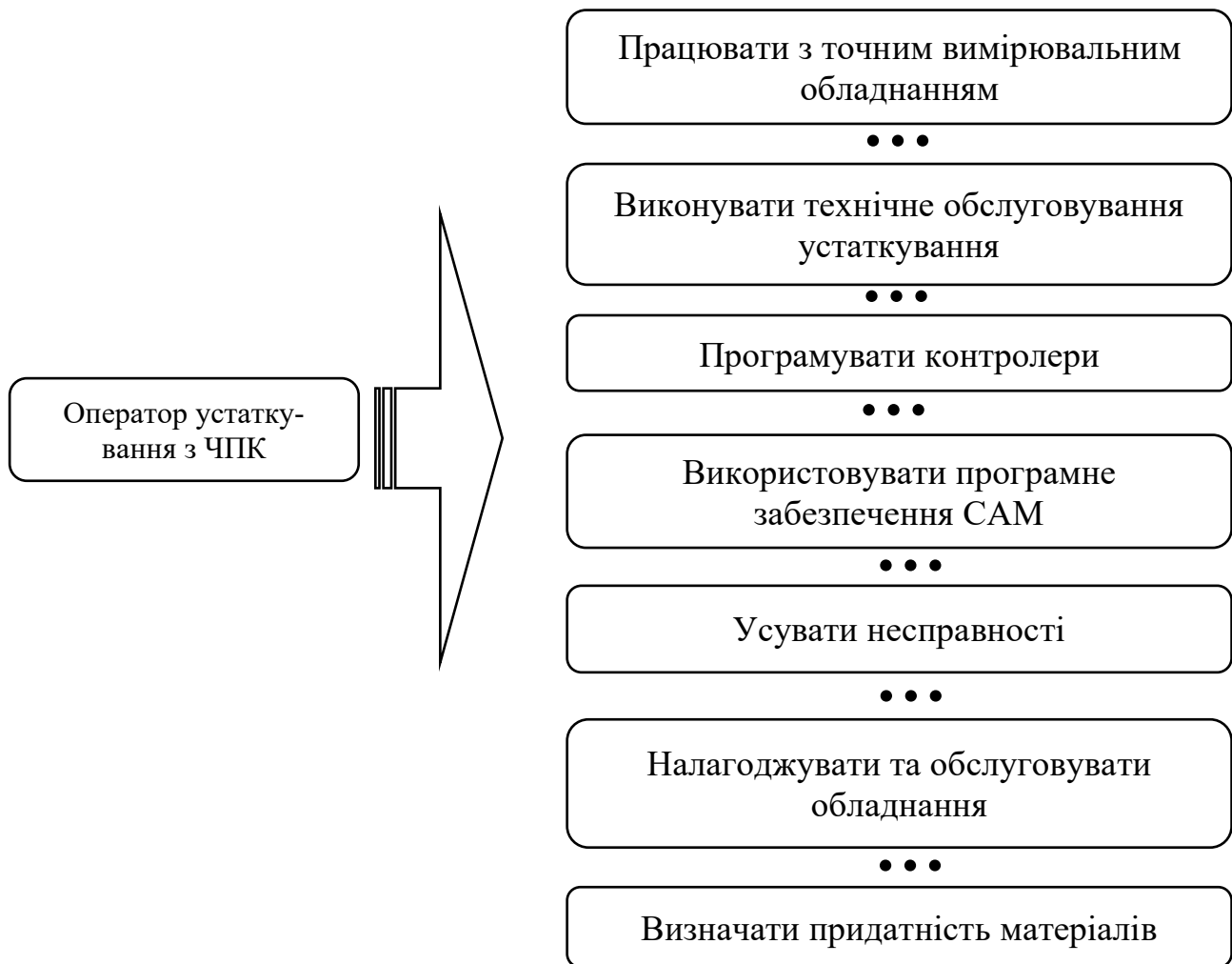


Рис. 1 – Перелік деяких навичок і компетентностей оператора устаткування з ЧПК, характерних для вищої освіти та інженерних професій

Висновок

Зазначені зміни в організаційній структурі категорій персоналу сучасного механоскладального машинобудівного підприємства вимагають зміни існуючої методики розрахунку виробничих працівників такого виробництва, а також зміни в розрахунку економічних показників виробництва в частині розрахунку витрат на заробітну плату.

Перелік посилань

1. Олійник, С. Ю. Механоскладальні дільниці та цехи в машинобудуванні [Текст] : навч. посіб. / С. Ю. Олійник. – Краматорськ : ДДМА, 2021. – 260 с.
2. Методичні вказівки до практичних занять з курсу «Механоскладальні дільниці та цехи у машинобудуванні» Ч. 1. [Текст] ; Укл. В. В. Кононов, В. О. Логомінов, – Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. – 64 с.
3. Державний класифікатор професій ДК 003:2010 [Електронний ресурс]. режим доступу - <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va327609-10#Text>
4. ESCO (European Skills, Competences, Qualifications and Occupations) [Електронний ресурс]. Режим доступу - <https://esco.ec.europa.eu/uk>

Відкрита науково-практична студентська конференція
факультету авіаційних двигунів (ФАД)

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ
ДВИГУНОБУДУВАННЯ,
ЕНЕРГЕТИКИ
ТА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ МЕХАНІКИ**

Редактор Г. С. Мартакова
Комп'ютерна верстка Г. С. Мартакова

Ум. друк. арк. 8,3. Обл.-вид. арк. 9,37. Електронний ресурс

Видавець і виготовлювач
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17
<http://www.khai.edu>
Видавничий центр «ХАІ»
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17
izdat@khai.edu

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001