

Національний аерокосмічний університет
ім. М. Є. Жуковського «ХАІ»

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

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



ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

Харків «ХАІ» 2023



УДК [621.4+536.7-621.865.8] (063)

doi: <https://doi.org/10.32620/FAE.23>

Відкрита науково-практична студентська конференція факультету авіаційних двигунів (ФАД) «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки»: Збірник тез доповідей конференції. – Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», 2023. – 102 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
авіаційних двигунів,
к.т.н., доцент



Олександр БЛОГУБ
Заступник декана
Факультету
авіаційних двигунів
з науки,
д.т.н., професор



Людмила БОЙКО
Завідувач кафедри
теорії авіаційних
двигунів (201),
д.т.н., професор



Олег БАРАНОВ
Завідувач кафедри
теоретичної механіки,
машинознавства та
роботомеханічних
систем (202),
д.т.н., професор



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



Анатолій ДОЛМАТОВ
Завідувач кафедри технологій
виробництва авіаційних
двигунів (204),
д.т.н., професор



Павло ГАКАЛ
Завідувач кафедри
аерокосмічної теплотехніки
(205),
д.т.н., професор

Робоча група:



Євген МАРЦЕНЮК
Секретар/організатор/
координатор
Розробник сайту
конференції



Ганна МАРТАКОВА
Головний редактор



Олександр БЛОГУБ



**Олексій
БОНДАРЕНКО**

© Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
"Харківський авіаційний інститут", 2023 р.



ЗМІСТ

Загальні питання двигунобудування та механіки

ВПЛИВ ФОРМИ СОСУДУ НА ЧАС ВИТІКАННЯ РІДИНИ <i>М. В. Амброжевич, Д. М. Чиж</i>	8
ВПЛИВ РІЗНИХ ФАКТОРІВ НА ТЕМПЕРАТУРУ ЗГОРЯННЯ МЕТАНОЛУ <i>М. В. Амброжевич, М. А. Шевченко, М. А. Шляхова</i>	12
АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МАЛОРАЗМІРНОГО ДВИГУНА ДЛЯ ШВИДКІСНОГО БПЛА <i>О. Г. Селезень, О. Д. Дегтярьов</i>	16
ОТРИМАННЯ ДОДАТКОВОЇ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ У ТУРБО- РЕАКТИВНОМУ ДВИГУНІ ЛІТАКА ЗА РАХУНОК ЕФЕКТУ ЗЕСЬБЕКА <i>Д. М. Чиж, Т. В. Татарчук</i>	19

Теорія і робочі процеси двигунів та енергоустановок

МОДЕРНІЗАЦІЯ СТУПІНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА З БЕЗЛОПАТКОВИМ ДИФУЗОРОМ <i>К. В. Рябчук, Н. В. Піжанкова</i>	22
ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ ПАРОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ З УПОРСКУВАННЯМ ВОДЯНОЇ ПАРИ У СИЛОВУ ТУРБІНУ <i>В. В. Андре, О. В. Кіслов</i>	24
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ КОМПРЕСОРІВ ГТД <i>С. В. Шенкаренко, М. В. Кононенко</i>	25
ЗІСТАВЛЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПІНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРУ З ЛОПАТКОВИМ І БЕЗЛОПАТКОВИМ ДИФУЗОРАМИ <i>П. Є. Горбова, Л. Г. Бойко</i>	26

Конструкція і міцність

АНАЛІЗ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ОПОР ТРДД НА ПОЧАТКОВОМУ ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ <i>Мохаммед Белфадла Фірас, Ю. О. Гусєв</i>	28
ВИСКОТЕМПЕРАТУРНІ ПЛІВКОВІ ТЕНЗОРОЗИСТОРИ <i>С. С. Бондаренко, Ю. О. Гусєв</i>	32



ТЕМПЕРАТУРНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПРЯМКУТНОЇ ТЕНЗОМЕТРИЧНОЇ РОЗЕТКИ

С. С. Кригін, Ю. О. Гусєв..... 35

РОЗРОБКА РОЗРАХУНКОВОЇ МОДЕЛІ ПРУЖНОГО ЕЛЕМЕНТА ПІДШИПНИКОВОЇ ОПОРИ

Шень Дунчао, В. С. Чигрин..... 37

ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОНСТРУКЦІЇ МЕТОДАМИ ФОТОПРУЖНОСТІ ТА ТЕНЗОМЕТРІЇ

О. А. Косолапова, Ю. О. Гусєв..... 40

ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИН І НАПРЯМКУ БІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ШЕСТЕРНІ НАСОСА ВІД СИЛ ТИСКУ РОБОЧОЇ РІДИНИ

О. В. Ларкін, С. В. Безуглий..... 42

АНАЛІЗ МІЦНОСТІ ФРЕЗ ДЛЯ ОБРОБКИ Т-ПОДІБНИХ ПАЗІВ

О. А. Папаїка, О. М. Гнисько, А. В. Кузнецова..... 45

АНАЛІЗ ВІЗУАЛІЗАЦІЇ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ ПОТОКУ В ШЕСТЕРНОМУ НАСОСІ ІНСТРУМЕНТАМИ COMPUTER VISION

І. Романенко, О. Білогуб 47

АНАЛІЗ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ПАЛИВНОГО ШЕСТЕРНОГО НАСОСУ З ЗАСТОСУВАННЯМ СТРУМИННОГО НАСОСУ В ЯКОСТІ СТУПЕНЯ ПІДКАЧУВАННЯ

І. Романенко, О. Білогуб 50

ВИДІЛЕННЯ КОРИСНОЇ СКЛАДОВОЇ У ВІБРОСИГНАЛІ ПІДШИПНИКА

Сяосюй Ян, В. С. Чигрин 53

ДО ПИТАННЯ ПОСИЛЕННЯ ВСТАНОВЛЮВАЛЬНИХ ОТВОРІВ РІДИННИХ РЕЗЕРВУАРІВ

М. О. Чиркун, Н. М. Московська 56

ОПТИМІЗАЦІЯ ЗОНИ З'ЄДНАННЯ ДИСКА ТУРБІНИ З ВАЛОМ ЗА РЕЗУЛЬТАТОМ КІНЦЕВО-ЕЛЕМЕНТНОГО АНАЛІЗУ

М. С. Шиян, Є. В. Марценюк 58

САК і діагностика

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДВОДВИГУНОВОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ВЕРТОЛЬОТА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ СИНХРОЗІЗАЦІЇ

Я. С. Веклич, О. В. Бондаренко 60



OPTIMIZATION OF THE METERING PUMP CONTROL SYSTEM FOR
ENHANCED FUEL METERING ACCURACY IN GAS-TURBINE ENGINES

D. K. Dmytriiev 63

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ АГРЕГАТУ РУЛЬОВОГО АР20Н
ЗА ДОПОМОГОЮ MATLAB/SIMULINK

Чан Мань Хунг 64

ГІДРАВЛІЧНА СИСТЕМА АГРЕГАТУ РУЛЬОВОГО АР20Н ТА ЇЇ ОСНОВНІ
НЕСПРАВНОСТІ

Чан Мань Хунг 67

Технологія виробництва двигунів

АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА РЕКЛАМНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Ю. О. Казельська, Н. В. Руденко 69

МОЖЛИВІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ КОМПЛЕКСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
ФОРМУВАННЯ ПОКРИТТІВ З НАНОСТРУКТУРАМИ ДЛЯ ЗМІЦНЕННЯ
ДЕТАЛЕЙ МАШИНОБУДУВАННЯ ТА РІЗУЧИХ ІНСТРУМЕНТІВ

І. М. Мигловец 70

ПОРІВНЯННЯ ЧИСЕЛЬНИХ МЕТОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ
ОПЕРАЦІЇ СТРУГАННЯ

М. В. Паровченко, О. Г. Наріжний 71

СТВОРЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МОДЕЛІ З ВИКОРИСТАННЯМ
«КОНФІГУРАЦІЙ»

О. В. Торосян, В. В. Миронюк 74

АВТОМАТИЗАЦІЯ РОЗРАХУНКІВ ПАРАМЕТРІВ ШТАМПОВАНОЇ
ПОКОВКИ ДЛЯ ГРУПОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ
ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ ТИПА «КОЛЕСО ЗУБЧАСТЕ»

В. В. Третьак, О. О. Близнюк 75

ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ ПРИ ІОННО-
ПЛАЗМОВІЙ ОБРОБЦІ МІДІ

Ю. В. Широкий, О. В. Торосян, Г. Д. Торосян-Жидєєва 78

Теплоенергетика та енергозбереження

ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ПРОЦЕСУ НАГРІВУ ЦИЛІНДРУ
ОБМЕЖЕНОЇ ДОВЖИНИ ПРИ НАДЗВУКОВИХ ШВИДКОСТЯХ
НАБІГАЮЧОГО ПОТОКУ

М. В. Амброжевич, М. А. Шляхова, М. В. Шляхов 79



ВПЛИВ НЕКОНДЕНСОВНИХ ГАЗІВ НА УМОВИ ТЕПЛООБМІНУ В ДВОФАЗНОМУ АМІАЧНОМУ КОНТУРІ ТЕПЛОПЕРЕНЕСЕННЯ <i>Є. Е. Rogoviy</i>	84
EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CO-CURRENT CONDENSERS FOR SPACECRAFT TWO-PHASE THERMAL CONTROL SYSTEMS <i>A. Hodunov</i>	86
ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР МІДНИХ КАПІЛЯРІВ <i>О. Г. Селезень, М. В. Шляхов, Р. С. Орлов</i>	88
СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ СИСТЕМ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ В МАШИНОБУДІВНІЙ ГАЛУЗІ <i>О. Рябчун, Є. Горбатюк, Д. Міщук</i>	90

Промислова робототехніка

ВИКОРИСТАННЯ SOLIDWORKS MOTION ПРИ ПРОЕКТУВАННІ РОБОТІВ <i>А. О. Бреус, В. О. Максименко</i>	94
АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ВЕЛИЧИНИ РУШІЙНИХ СИЛ ТА МОМЕНТІВ ЦИЛІНДРИЧНОГО МАНІПУЛЯТОРА <i>О. Ю. Кладова, В. О. Чайка</i>	95

Логістичні системи у виробництві

ЗАДАЧА ЕЙЛЕРА НА МАПІ ХАРКОВА (ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ОГЛЯДОВОГО ТУРИСТИЧНОГО МАРШРУТУ ПІД ЧАС АВТОБУСНОЇ ПРОГУЛЯНКИ МІСТОМ) <i>Є. О. Баранова, О. О. Баранов</i>	97
РОЗРОБКА ВУЗЛА РОЗЛИВУ РІДКИХ ЛІКАРСЬКИХ ФОРМ (РЛФ) АВТОМАТИЧНОЇ ЛІНІЇ ФАСУВАННЯ <i>С. В. Карпачов, Д. Р. Степаненко</i>	99

Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

МОДЕЛЮВАННЯ ПОЛЯ ШВИДКОСТІ ПОВІТРЯ У КАМЕРІ ПІДШИПНИКА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА <i>А. В. Ковальов, І. І. Петухов, М. С. Гуманов</i>	101
--	-----



Загальні питання двигунобудування та механіки

УДК 532 (075.8)

ВПЛИВ ФОРМИ СОСУДУ НА ЧАС ВИТІКАННЯ РІДИНИ

М. В. Амброжевич, Д. М. Чиж

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

Мета дослідження: аналіз впливу форми сосууду на характер зміни рівня рідини і швидкість витікання з нього ідеальної рідини; вплив локальних супротивів на характеристики витікання для малов'язкої рідини (вода, керосин, ацетон, тощо).

Актуальність: вивчення закономірності витікання рідини з сосууду під дією сили тяжіння є однією з найстаріших задач гідравліки. За законом Торрічеллі (1608-1647) швидкість витікання рідини w під дією сили тяжіння: $w = \sqrt{2gH}$.

Тим не менше, задача залишається актуальною через поширеність питань зберігання, транспортування і переливання рідини з ємностей різної форми. В класичних підручниках відсутнє таке зіставлення, а воно є корисним для кількісної оцінки: впливу форми сосууду на характеристики процесу; впливу характеристик насадка і крана на характеристики процесу.

1. Наведемо формули для розрахунку геометричних характеристик ємностей різної форми, які мають однаковий об'єм V та висоту H :

Будемо розглядати чотири фігури сферу, циліндр, паралелепіпед та конус. Так як об'єм сфери залежить лише від одного параметра (від радіусу), то підбирати геометричні характеристики інших фігур будемо спираючись на об'єм сфери.

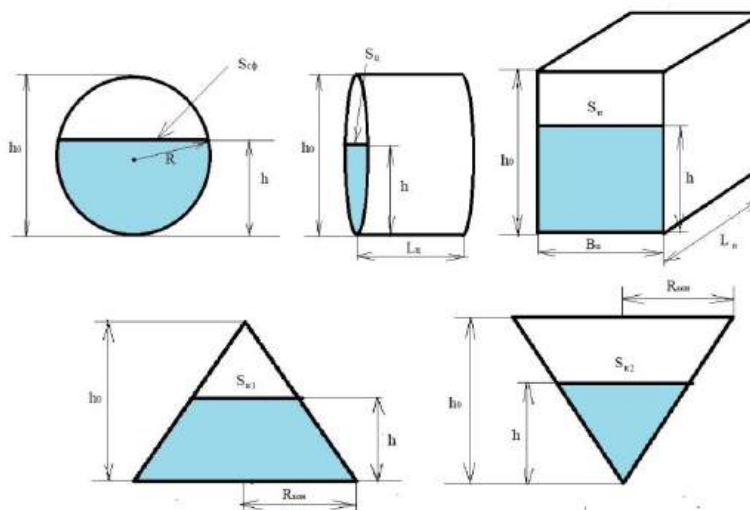


Рис. 1 – Досліджувані форми

1.1. Сфера одиничного радіуса $R = 1$ має об'єм: $V_c = 4/3 \pi R^3$.

1.2. Горизонтальний циліндр одиничного радіуса $R = 1$ і довжиною L має об'єм: $V_{ц} = \pi R^2 L_{ц} = V_{ш}$. Звідки довжина циліндра: $L_{ц} = 4/3 R$.



1.3. Паралелепіпед висотою $H_{\Pi} = 2R$, и об'ємом $V_{\Pi} = V_{\text{Ц}} = V_{\text{Ш}}$ має площу основи: $S_{\Pi} = \frac{4/3\pi R^3}{2R} = 2/3 \pi R^2$. Якщо довжина паралелепіпеда буде дорівнювати довжині горизонтального циліндру $L_n = L_{\text{ц}} = 4/3 R$ його ширина складе: $B_{\Pi} = S/L_{\Pi} = \frac{2}{3} \pi R^2 / \frac{4}{3} R = \pi/2 R$.

1.4. Круговий конус висотою $H_{\text{кон}} = 2R_{\text{ш}} = 2R$ и об'ємом $V_{\text{кон}} = V_{\text{ш}}; 1/3 \pi R_{\text{кон}}^2 \cdot 2R = 4/3 \pi R^3$, буде мати радіус основи: $R_{\text{кон}} = \sqrt{2}R$.

2. Витікання ідеальної (нев'язкої) рідини.

Рівняння витрат у всіх випадках однакове: $f\sqrt{2gh} = -dV(h)/dt$,

де f – площа живого перерізу насадка, через який відбувається витікання.

Зміна об'єму, який займає рідина: $dV(h) = S(h) \cdot dh$, де S – площа «дзеркала» (верхньої вільної поверхні рідини).

Швидкість витікання змінюється з часом за законом: $w(t) = \sqrt{2gh}$

Отримаємо формули для визначення часу пониження рівня ідеальної рідини від початкового h_0 до кінцевого h .

Таблиця 1 – Час пониження рівня ідеальної рідини від початкового h_0 до кінцевого h рівня

Форма	Формула часу витікання t(h)	Повний час витікання
Паралелепіпед	$\frac{2S}{\sqrt{2g} \cdot f} \cdot [\sqrt{h_0} - \sqrt{h}]$	$\frac{2\sqrt{2} \cdot B \cdot L \cdot \sqrt{R}}{\sqrt{2g} \cdot f}$
Циліндр	$\frac{4L}{3\sqrt{2g} \cdot f} [(2R - h)^{1,5} - (2R - h_0)^{1,5}]$	$\frac{8\sqrt{2} \cdot L}{3\sqrt{2g} \cdot f} R^{1,5}$
Сфера	$\frac{\pi}{\sqrt{2g} \cdot f} \left[\frac{4R}{3} (h_0^{1,5} - h^{1,5}) - 0,4(h_0^{2,5} - h^{2,5}) \right]$	$\frac{16\sqrt{2} \cdot \pi}{15\sqrt{2g} \cdot f} R^{2,5}$
Конус 1	$\frac{\pi}{2\sqrt{2g} \cdot f} \cdot 0,4 \cdot h^{2,5} \Big _h^{h_0}$	$\frac{0,8\sqrt{2}\pi}{\sqrt{2g} \cdot f} \cdot R^{2,5}$
Конус 2	$\frac{\pi}{2\sqrt{2g} \cdot f} \cdot \left[4R^2 \cdot 2\sqrt{h} \Big _h^{h_0} - 4R \cdot \frac{2}{3} h^{1,5} \Big _h^{h_0} + 0,4h^{2,5} \Big _h^{h_0} \right]$	$\frac{32\sqrt{2}\pi \cdot R^{2,5}}{15\sqrt{2g} \cdot f}$

Вважаючи, що час витікання рідини з паралелепіпеда дорівнює 1, отримуємо безрозмірний час витікання з посудів іншої форми:

Таблиця 2 – Безрозмірний час витікання рідини з посуду різної форми

Форма	Сфера	Циліндр	Паралелепіпед	Конус вершиною вгору	Конус вершиною вниз
Безрозмірний час	0,8	8/(3π)	1	0,6	1,6

Будуємо графіки зміни висоти рідини в посуді за часом (рис. 2, 3).

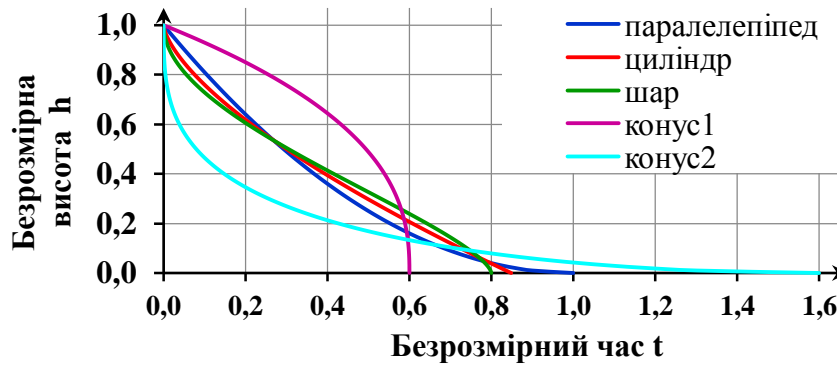


Рис. 2 – Характер зміни висоти рівня ідеальної рідини за вільного гравітаційного витікання з посудів різної форми

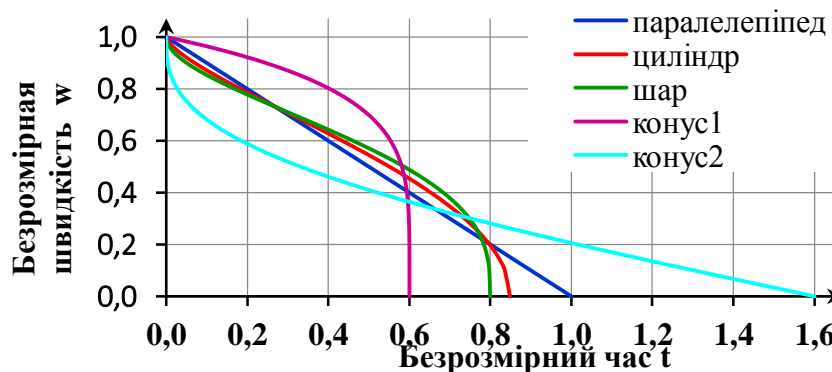


Рис. 3 – Характер зміни швидкості витікання ідеальної рідини за вільного гравітаційного витікання з посудів різної форми

3. Витікання реальної рідини [1]:

$$\mu \cdot f \sqrt{2gh} = -\frac{dV(h)}{dt}$$

де μ – коефіцієнт витрати, який, вважаючи коефіцієнт звуження струї в циліндричному насадку рівним $\varepsilon = 1$, можна розрахувати як $\mu = \varepsilon \cdot \varphi = \varphi$, де φ – коефіцієнт швидкості, який з врахуванням локальних та шляхових витрат:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\text{суж}} + \xi_{\text{вент}} + \xi_{\text{пов}} + \xi_{\text{пут}}}},$$

де $\xi_{\text{суж}} = 0,02 \dots 0,5$ – коефіцієнт локальних витрат за різкого звуження (на вході в насадок) – менше значення за колоїдального насадку, більше – за звичайного зовнішнього циліндричного насадку; $\xi_{\text{вент}} = 0,8 \dots 4$ – коефіцієнт локальних витрат крана в залежності від конструкції; $\xi_{\text{пов}} = 0,18$ – коефіцієнт локальних витрат за плавного повороту на кут 90° ; $\xi_{\text{пут}}$ – коефіцієнт локальних витрат, функція числа Рейнольдса і висоти шорсткості труби, для коротких проміжків $l \leq 3 \dots 4d$, шляховими витратами нехтуємо [1].

Для порівняння коефіцієнту витрат для конічного насадку (рис.4, 5).

$$dV(h) = dh; \mu \cdot f \sqrt{2gh} = -S(h) \cdot \frac{dh}{dt}; \Delta t = \frac{S(h)}{\mu \cdot f \sqrt{2gh}} \Delta h.$$



$$\text{Звідки шаг за часом: } \Delta t_i = \frac{2L_{\text{ц}} \cdot \sqrt{R_{\text{ц}}^2 - (h_i - R_{\text{ц}})^2}}{\mu \cdot f \sqrt{2gh_i}} \Delta h .$$

Наступний момент часу визначається за формулою: $t_i = t_{i-1} + \Delta t_i$.
Графічне порівняння наведено на рис. 4, 5.

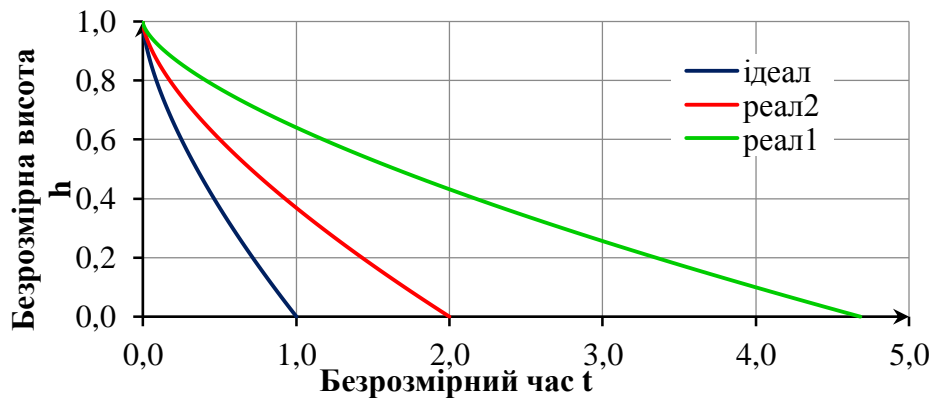


Рис. 4 – Порівняння динаміки витікання реальної рідини з цистерни для двох типів насадок та зливних пристроїв: реал1 – звичайний зовнішній циліндричний насадок; реал2 – конічний насадок.

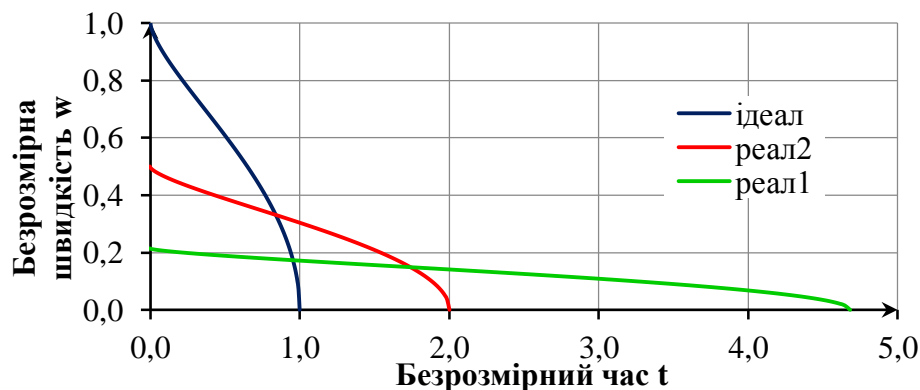


Рис. 5 – Порівняння швидкості витікання реальної рідини з цистерни для двох типів насадок та зливних пристроїв: реал1 – звичайний зовнішній циліндричний насадок; реал2 – конічний насадок.

Висновки: в роботі проаналізовано витікання ідеальної та реальної рідини з посудів різних форм: сферичної, циліндричної, конічної та паралелепіпеда. Отримано формули для розрахунку часу витікання рідини від початкового рівня h_0 до якогось фіксованого рівня h , графічно порівняно повний час витікання к ідеальної, так і реальної рідин з посудів вищезазначених форм. Аналізуючи отримані графіки, бачимо, що для найшвидшого витікання рідини доцільно обирати посуд конічної форми, розміщений вершиною вгору, для найповільнішого – конус, розміщений вершиною донизу. Дані, отримані в цій роботі, можна використовувати при розрахунку параметрів процесу переливання рідини з ємностей різної форми за конкретних параметрів насадка (зливного пристрою).

Перелік використаної літератури

1. Некрасов, Б. Б. Гидравлика и её применение на летательных аппаратах. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение. 1967. – 368 с.



УДК 662.61 (075.8)

ВПЛИВ РІЗНИХ ФАКТОРІВ НА ТЕМПЕРАТУРУ ЗГОРЯННЯ МЕТАНОЛУ

М. В. Амброжевич, М. А. Шевченко, М. А. Шляхова
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», м. Харків

Актуальність. По мірі вдосконалення технології перетворення природного газу на основі метану в метанол CH_3OH зростає роль останнього як палива майбутнього, оскільки метанол має незаперечну перевагу перед метаном в аспектах транспортування, зберігання, безпеки використання кінцевим споживачем, заправки транспортних засобів і т.д. Перевага метанолу як палива перед традиційними паливами – рідкими продуктами перегонки нафти – його дешевизна та екологічність.

Метою даного дослідження стало отримання кількісних характеристик впливу на температуру продуктів згоряння (ПЗ) метанолу наступних факторів: агрегатного стану метанолу, коефіцієнта надлишку окиснювача – повітря, вологості повітря, вмісту води в самому метанолі, термічної дисоціації продуктів згоряння, початкової температури (ступеня підігріву) повітря.

В рамках дослідження на основі рівнянь термохімії було розроблено математичну модель процесу згоряння метанолу, що враховує всі вище перелічені фактори.

Результати розрахунку та їх аналіз наведено нижче.

Теплотворну здатність метанолу в залежності від агрегатного стану самого метанолу і води в ПЗ було розраховано згідно [1].

Таблиця 1 – Теплотворна здатність метанолу за стандартних умов*

$$Q = -\Delta H_{\text{сгор}}^0, \text{ МДж/кмоль}$$

Агрегатний стан метанолу	Агрегатний стан води у продуктах згоряння	
	Газоподібний (водяна пара)	Рідкий (конденсат)
рідкий	639,05	727,07
газоподібний	676,21	764,23

* – стандартні умови: $T^0 = 298,16 \text{ К}$, $p^0 = 1,01325 \text{ бар}$.

Залежно від агрегатного стану тепловий ефект може відрізнятись на 19,6%. Всі подальші розрахунки температури ПЗ T_2 будемо проводити стосовно нижчої теплоти згоряння рідкого метанолу $\Delta H_{\text{сгор}}^0 = -639,05 \text{ МДж/кмоль}$.

У практичній теорії горіння розрізняють три основні види температури: адіабатну (без дисоціації та зовнішніх втрат теплоти), теоретичну (з термічною дисоціацією, без теплових втрат), дійсну (з дисоціацією та тепловтратами у навколишнє середовище).

Зі зростанням надлишку окиснювача α температура ПЗ падає. З підвищенням початкової температури окиснювача-повітря температура ПЗ



зростає. На рис 1. представлений розрахунок адіабатної температури ПЗ при $\alpha = 1 \dots 4,5$ залежно від початкової температури $T_1 = 298,16\text{K}, 500\text{K}, 700\text{K}, 1000\text{K}$.

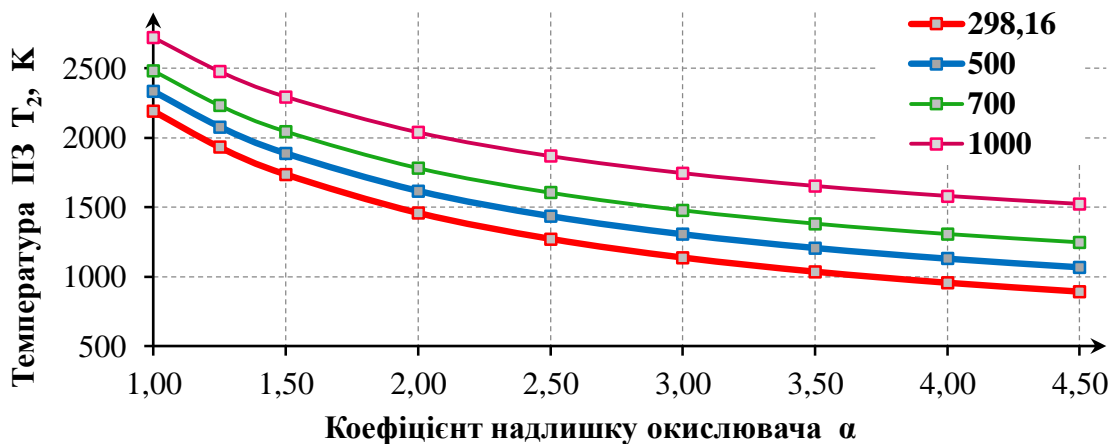


Рис. 1 – Адіабатна температура ПЗ метанолу при $\alpha = 1 \dots 4,5$ залежно від початкової температури $T_1 = 298,16\text{K}; 500\text{K}; 700\text{K}; 1000\text{K}$

У всіх випадках у розрахунках повітря представлялося сумішшю п'яти основних газів: азоту N_2 , кисню O_2 , аргону Ar , вуглекислого газу CO_2 та водяної пари H_2O . Кількість перших чотирьох компонентів у складі повітря відповідали стандартній атмосфері для сухого повітря. Кількість водяної пари (вологівміст d) при всіх температурах призначалося рівним 10 г водяної пари на 1 кг сухого повітря ($d = 10 \text{ г/кг}$), що відповідає відносній вологості $\varphi = 50\%$ для температури 20°C .

Вплив вологості повітря d на адіабатну температуру ПЗ у теплових розрахунках зазвичай не враховується.

При високих початкових температурах, високій відносній вологості φ та значних коефіцієнтах надлишку окислювача α цей фактор може відчутно впливати на величину адіабатної температури ПЗ. З графіка рис. 2 видно, що зростання вологовмісту d поряд зі збільшенням коефіцієнта надлишку окислювача α помітно знижує адіабатну температуру ПЗ.

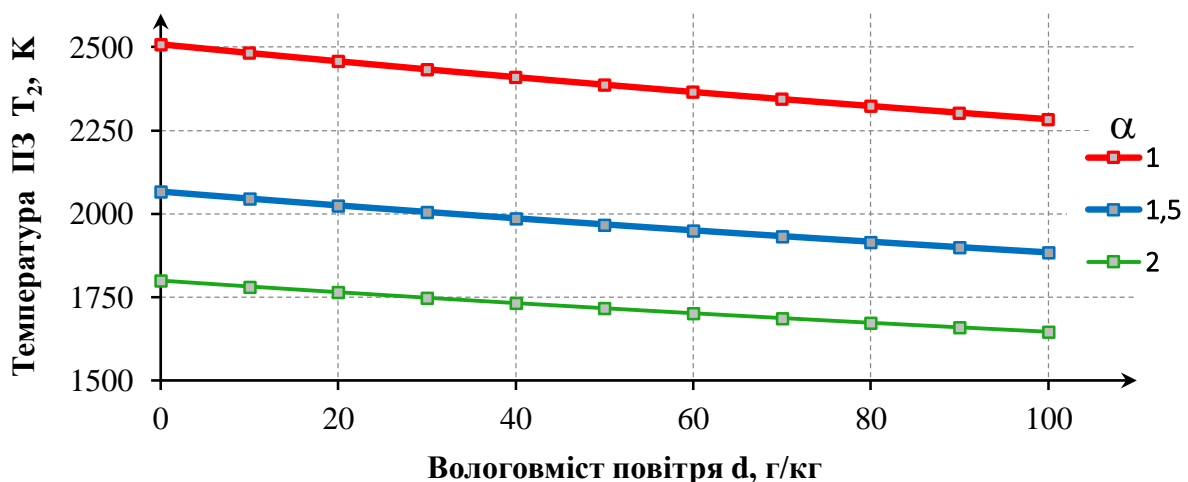


Рис. 2 – Вплив вологовмісту повітря d на адіабатну температуру ПЗ метанолу при тиску $p = 1 \text{ бар}$, початковій температурі повітря $T_1 = 700\text{K}$ та коефіцієнтах надлишку окиснювача відповідно $\alpha = 1; 1,5; 2$



Метанол гігроскопічний, може розчиняти воду у будь-якій пропорції. На рис. 3 представлений розрахунок адіабатної температури згоряння суміші метанолу з водою при коефіцієнтах надлишку окиснювача в діапазоні $\alpha = 1 \dots 1,35$. Масова частка води в суміші змінювалася від 0 до 20%. Окиснювач-повітря має той же компонентний склад, що і в пункті 1.

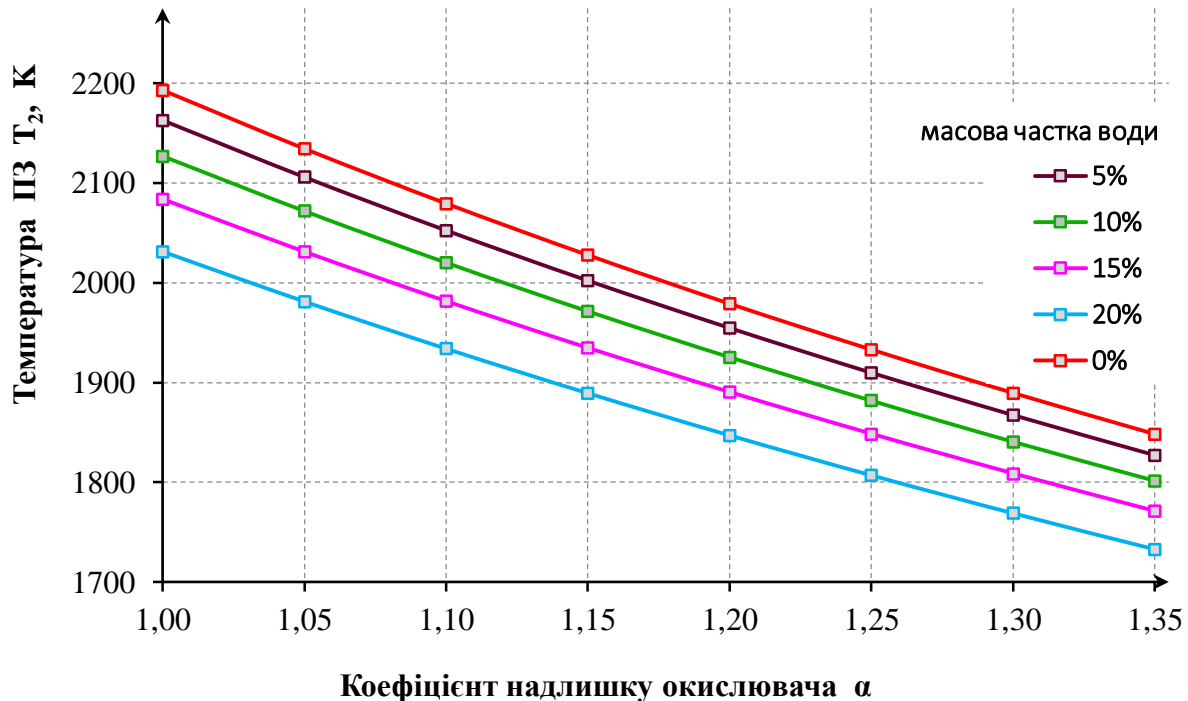


Рис. 3 – Адіабатна температура ПЗ залежно від масової частки води в CH_4O

Термічна дисоціація знижує температуру ПЗ. Ступінь дисоціації β залежить від температури та тиску суміші, причому зростання температури збільшує ступінь дисоціації, а зростання тиску – навпаки, знижує. На графіку рис. 4 зіставлені адіабатна (пунктирна) та теоретична (суцільна лінія) температури ПЗ при тиску газової суміші 10 бар. Добре видно, що ефект термічної дисоціації починає проявлятися при температурах вище 1700 К, що відповідає коефіцієнту надлишку окислювача $\alpha < 1,25 \dots 1,75$. Розрахунок добре узгоджується з практичною теорією горіння, яка стверджує, що помітна термічна дисоціація CO_2 починається при температурах вище 1500°C , а H_2O – вище 1600°C . При температурах вище 2200°C дисоціації піддаються й інші гази, внаслідок чого продукти згоряння вуглеводневого палива містять 11 компонентів: $\text{CO}_2, \text{CO}, \text{H}_2\text{O}, \text{H}_2, \text{N}_2, \text{O}_2, \text{OH}, \text{H}, \text{O}, \text{N}, \text{NO}$.

Теоретична температура була розрахована згідно з методикою, викладеною в роботах [2] і [3]. Ступінь дисоціації, що є параметром стану і однозначно залежить для кожного компонента газової суміші від температури і парціального тиску компонента, враховувалася неявно через зростання питомої ізобарної теплоємності компонентів газової суміші, що також є функцією температури і тиску.

При демонстрації результатів розрахунку свідомо було взято тиск, відмінний від атмосферного.

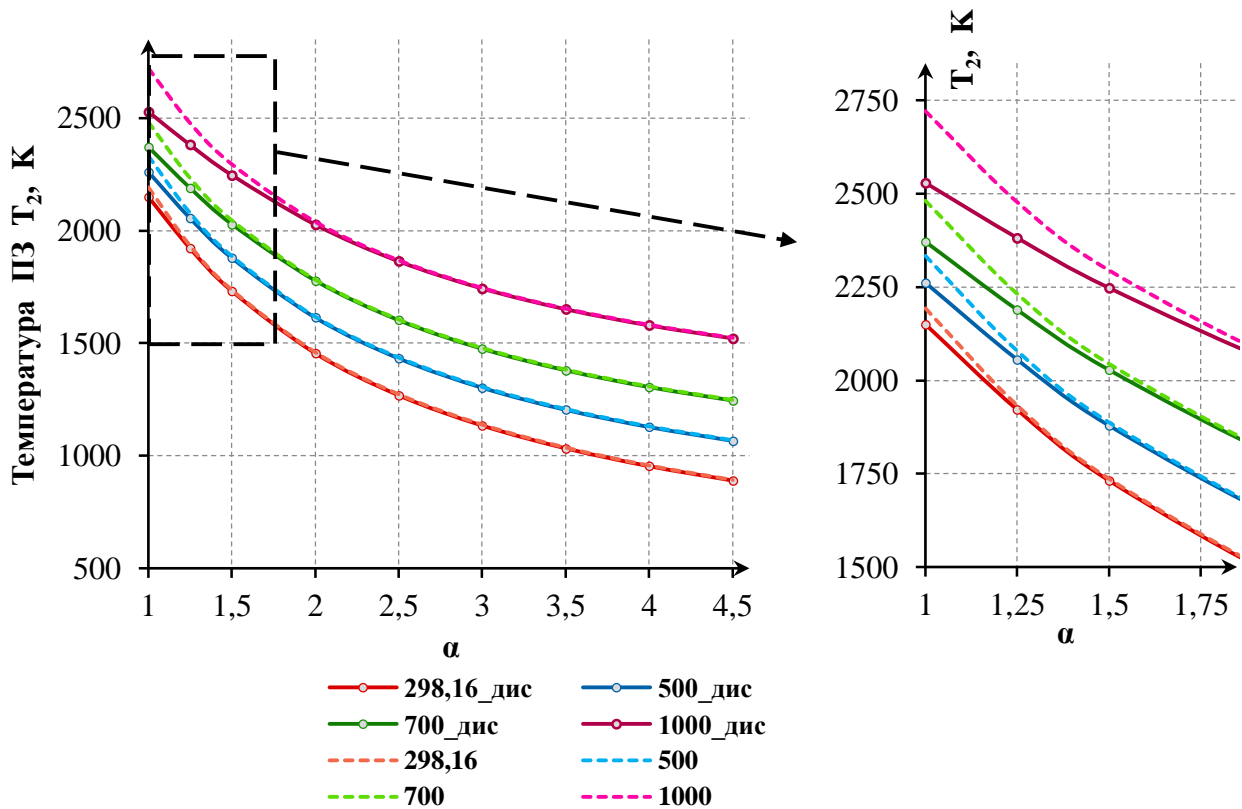


Рис. 4 – Зіставлення адіабатної та теоретичної температури ПЗ метанолу при тиску $p = 10$ бар і чотирьох різних початкових температурах окиснювача-повітря $T_1 = 298,16\text{K}; 500\text{K}; 700\text{K}; 1000\text{K}$

Результати роботи: в ході дослідження впливу перелічених вище факторів впливу на значення адіабатної та теоретичної температури ПЗ метанолу у повітрі була відпрацьована методика розрахунку, що дозволяє розраховувати температуру ПЗ при комплексному впливі усіх цих факторів. Тобто визначати адіабатну та теоретичну температуру ПЗ як функцію коефіцієнта надлишку окиснювача α , вологості повітря d або φ , початкової температури T_1 та тиску p окиснювача-повітря, агрегатного стану метанолу, кількості вологи у метанолі.

Перелік використаної літератури

1. Исаев, С.И. Курс химической термодинамики [Текст] / С. И. Исаев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1986. – 272 с.
2. Амброжевич, М. В. Влияние давления и эффекта термической диссоциации на удельную изобарную теплоемкость продуктов сгорания [Текст] / М. В. Амброжевич, М. А. Шевченко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я : тез. доп. XXVI міжн. наук. – практ. конф. MicroCAD-2018, 16 – 18 травня 2018 р.: у 4 ч. Ч. I.– Харьков, 2018. – С. 226.
3. Kislov, O. V., Ambrozhevich, M. V., Shevchenko, M. A. Development of a method to improve the calculation accuracy of specific fuel consumption for performance modeling of air-breathing engines. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2021. №2 (8 (110)), P. 23–30. DOI:<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.229515>



УДК 621.45

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МАЛОРАЗМІРНОГО ДВИГУНА ДЛЯ ШВИДКІСНОГО БПЛА

О. Г. Селезень, О. Д. Дегтярьов

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

Відомо, що для створення високошвидкісних низько літаючих літальних апаратів (ЛА) необхідні двигуни з відповідними параметрами. На даний момент такі двигуни не виготовляються в Україні. Дослідження присвячене можливості використання мало-розмірного турбореактивного двигуна (ТРД), що є на ринку, для використання в такому типі ЛА.

Двигун, що був обраний, ТРД китайського виробництва злітною тягою 300Н. Компресор-відцентровий, 1 ступінчата турбіна, петльова камера згоряння, сопло дозвукове, що звужується.

Проблема полягає в тому, що точні дані щодо його циклу виробник не надає. Існує лише дросельна характеристика подана у таблиці 1.

Таблиця 1 – Дросельна характеристика ТРД

Частота обертів, тис. об./хв	33	40	50	60	70	80	90	95	98
Витрати палива, г/хв	170	210	270	330	410	500	700	790	840
Тяга, кГс	1,84	2,72	4,55	7,36	11,04	16,5	23,1	29	30,9

Необхідно перевірити оптимальність цього двигуна для режиму польоту БПЛА. Ймовірний основний режим польоту: швидкість $M = 0,7$, висота 200м.

Робота проводилася з використанням математичної моделі ТРД, розробленої на кафедрі Теорії авіаційних двигунів. У цьому аналізі використовувалася апроксимаційна характеристика елементів двигуна.

Були підібрані температура газів за камерою згоряння, рівень підвищення тиску в компресорі, а також втрати в елементах проточної частини двигуна для відповідності характеристики, отриманої з математичної моделі і даних що до двигуна. Результати розрахунку надані у таблиці 2.

Таблиця 2 – Дросельна характеристика, отримана за результатами математичного моделювання

Частота обертів, тис. об./хв.	78	81	85	90	91	92	93,5	95	98
Витрати палива, кг/год.	30	32,5	36	41	42	43	45	47	51
Тяга, Н	156	172	204	240	249	258	269,5	282	301

На рис. 1, 2 представлена порівняльна характеристика двигуна та математичної моделі.

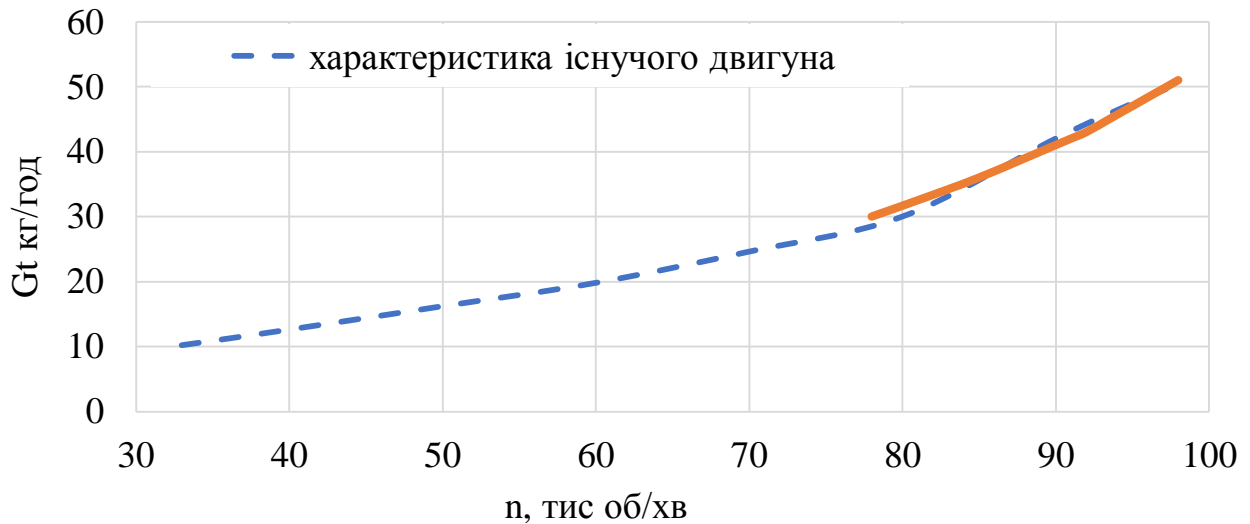


Рис. 1 – Залежність витрати пального від частоти обертання ротора

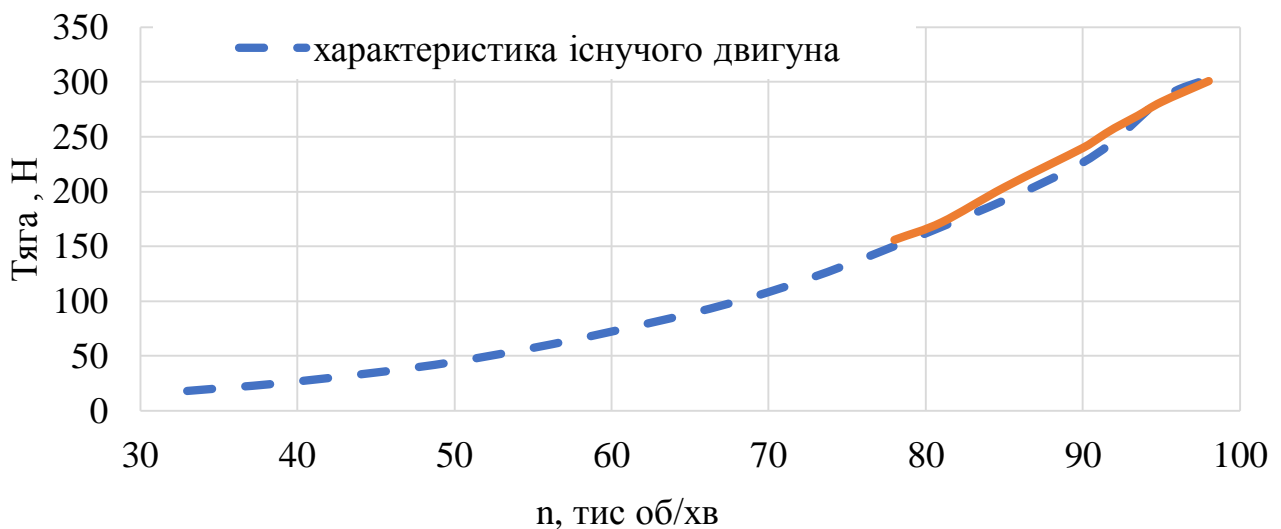


Рис. 2 – Залежність тяги двигуна від частоти обертання

Використовуючи отриману модель двигуна, була отримана швидкісна характеристика двигуна для висоти 200 м представлена на рис. 3.

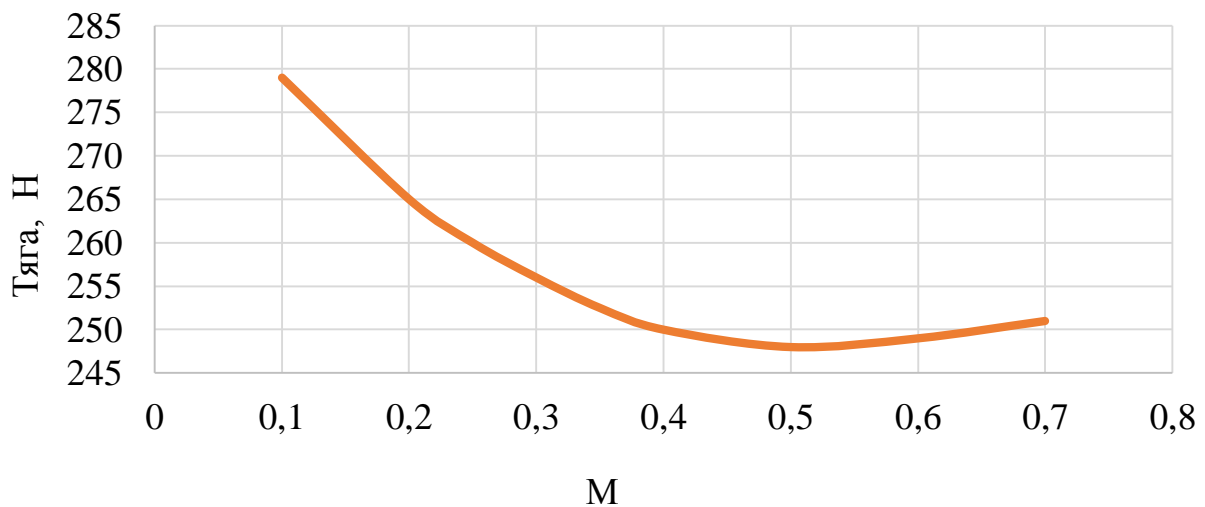


Рис. 3 – Залежність тяги від швидкості польоту при стандартних атмосферних умовах і висоті польоту 200 м

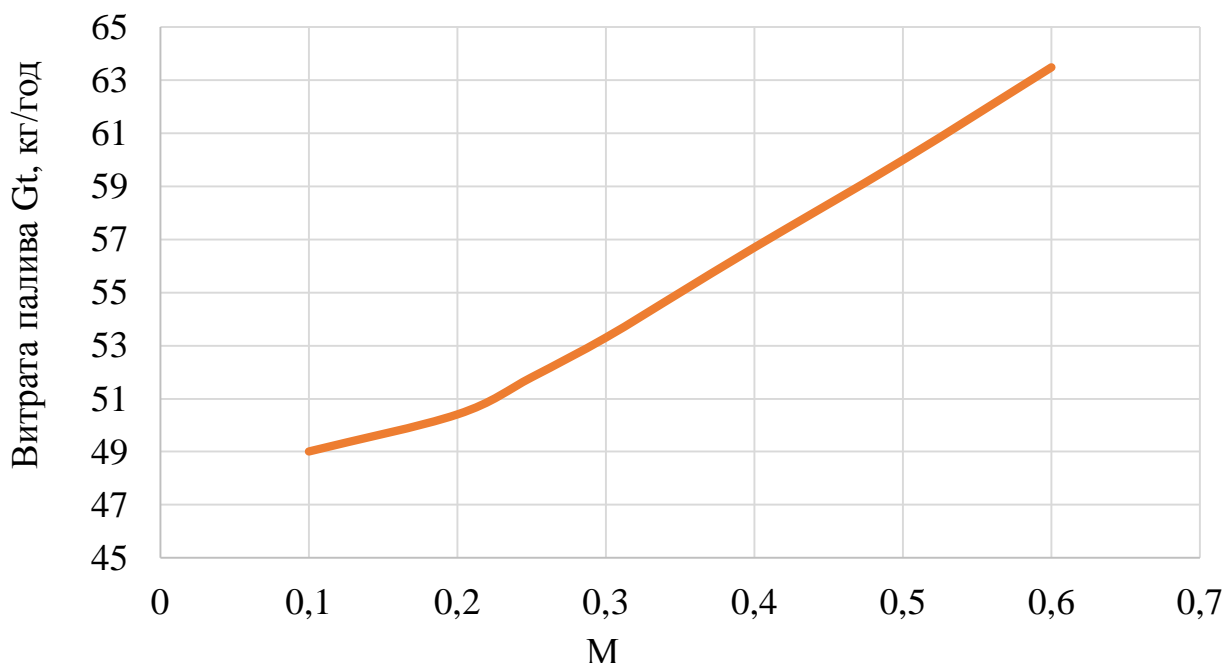


Рис. 4 – Залежність витрати пального від швидкості польоту при стандартних атмосферних умовах та висоті польоту 200 м

З графіка видно, що за необхідною швидкістю польоту $M = 0,7$ спостерігається невеликий приріст тяги після мінімального значення відповідного приблизно $M = 0,5$.

Висновок:

При збільшенні швидкості польоту на висоті 0,2 км тяга зменшуватиметься до приблизно 248 Н при швидкості $M = 0,5$. У цьому “яма” по тязі посідає швидкості $M = 0,4-0,7$. Далі тяга двигуна починає зростати, але економічність ще більше погіршиться. Це вказує на недоцільність використання цього двигуна для поставленого завдання. Найімовірніше рекомендується його використати для інших ЛА що експлуатуються на менших швидкостях або більших висотах польоту.

УДК 621.45: 537.322.11

ОТРИМАННЯ ДОДАТКОВОЇ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ У ТУРБОРЕАКТИВНОМУ ДВИГУНІ ЛІТАКА ЗА РАХУНОК ЕФЕКТУ ЗЕЄБЕКА

Д. М. Чиж, Т. В. Татарчук

*¹Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
"Харківський авіаційний інститут",*

²Національний університет «Запорізька політехніка»

У сучасному світі літаки здійснюються у небо завдяки модернізованим та високоефективним двигунам. Широкого використання набули двоконтурні ТРД, в яких потік повітря поділяється на вході на два потоки: холодний та гарячий. Через це внутрішній корпус двигуна нагрівається, а зовнішній охолоджується - виникає різниця температур близько 780-880°C. Це явище можна було б застосувати, щоб отримувати додаткову електричну енергію. Цього можна досягти завдяки розміщенню між корпусами двигуна елемента, принцип роботи якого базується на ефектах Зеєбека та Пельтьє. Правильно підібравши матеріали для виготовлення елемента, обравши місце його розміщення та зробивши розрахунки, можна отримати максимальне значення напруги, що виникне на елементі.

Актуальність дослідження: у роботі розглянуто ідею, яка полягає у додатковому електроживленні літака. Для отримання додаткової електричної енергії пропонується використати факт виникнення різниці температур у турбореактивному двигуні під час його роботи.

Новизна і практична значущість роботи полягає в тому, що у даній роботі розглянуто один зі способів підвищення ККД турбореактивного двигуна за рахунок отримання додаткової електричної енергії.

1. Підбір матеріалів та спосіб розміщення елемента

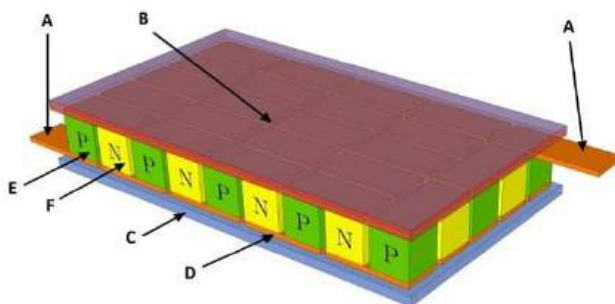


Рис. 1 – Схема елемента Пельтьє: А – контакт для підключення до джерела живлення; В – гаряча сторона елемента; С – холодна сторона елемента; D – мідні провідники; Е – напівпровідник р-типу; F – напівпровідник n-типу

Для виготовлення елемента було проаналізовано найбільш вживані напівпровідники та обрано GaAs та домішки до нього для виготовлення р-п-блоків для елемента. Розміщувати елемент Пельтьє будемо на мідних стержнях.



Елемент потрібно розмістити якомога ближче до внутрішнього корпусу (ближче до гарячої зони), аби холодний потік повітря, який проходить між зовнішнім та внутрішнім корпусами не встигав сильно охолодити гарячу сторону елемента.

2. Розрахунки отриманої електричної енергії

Порахуємо напругу, що ми отримаємо на одному р-п-блоці елемента Пельтьє, проводячи розрахунки термо-ЕРС на елементі трьома способами: без урахування концентрації домішки, з урахуванням концентрації домішки використовуючи середні значення коефіцієнтів термо-ЕРС.

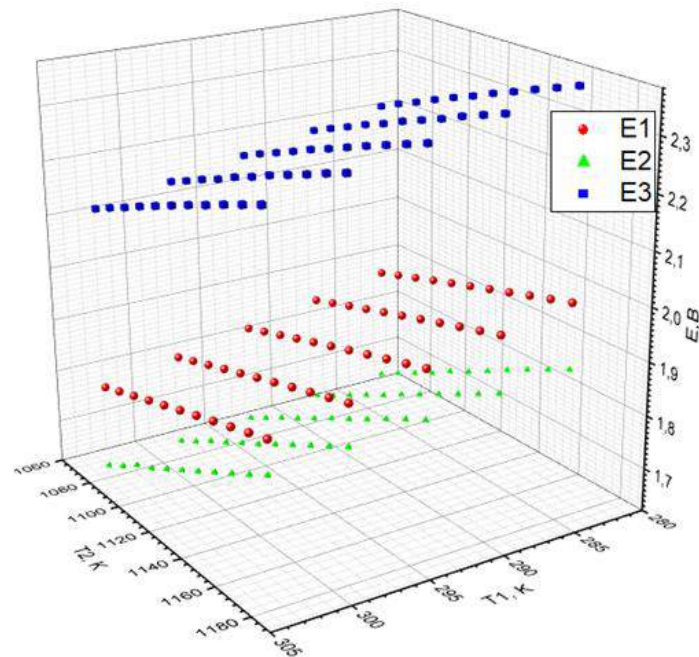


Рис. 2 – 3D-модель для розрахунку термо-ЕРС елемента: E1 – без врахування концентрації домішки; E2 – середні значення коефіцієнтів термо-ЕРС згідно формул; E3 – з урахуванням концентрації домішки

Таблиця 1 – Отримані результати

Випадок	E_{T1} , В	E_{T2} , В	E_{T3} , В
Максимальне значення	1,99677	1,874	2,376
Середнє значення	1,888707	1,7494	2,249727

Оскільки напівпровідники в елементі з'єднані між собою послідовно, то ми можемо збільшити кількість р-п-блоків, тим самим підвищити напругу, а отже і енергію. Її можна використати її для додаткового живлення елементів літака: фар, приладів у літаку, лампочок у салоні тощо.

3. Побудова 3D – моделі елемента Пельтьє

За допомогою CAD-системи змодельовано елемент та отримаємо картину розподілу температур для максимально можливого значення термо-ЕРС:

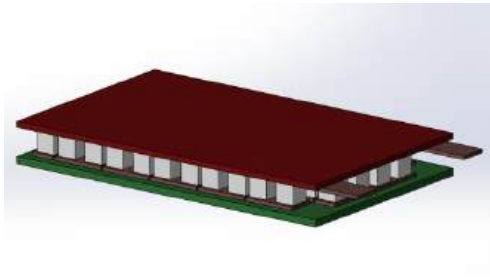


Рис.3–3D-модель елемента Пельтьє

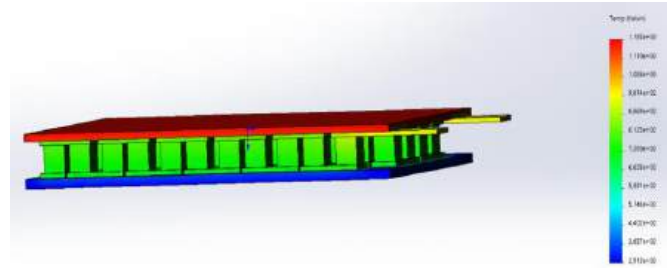


Рис. 4 – Розподіл температур

Висновки: у роботі запропоновано спосіб отримання додаткової електричної енергії у ТРД за рахунок розміщення додаткового елемента; обрано напівпровідникові матеріали та запропоновано варіант розміщення елемента; проведено розрахунки напруги, побудовано графіки залежності напруги від різниці температур на сторонах елемента та його 3D-модель.

Перелік використаної літератури:

1. Явище Зеебека ефект Пельтьє. Термоелектричний ефект Зеебека [Електронний ресурс] – Режим доступу [URL:https://technerium.ru/uk/yavlenie-zeebeka-effekt-pelte-termoelektricheskii-effekt-zeebeka/](https://technerium.ru/uk/yavlenie-zeebeka-effekt-pelte-termoelektricheskii-effekt-zeebeka/)
2. Турбореактивный двигатель [Електронний ресурс] – Режим доступу URL: <https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D1%83%D1%80%D0%B1%D0%BE%D1%80%D0%B5%D0%B0%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%B2%D0%BD%D0%B8%D0%B9%D0%B4%D0%B2%D0%B8%D0%B3%D1%83%D0%BD>
3. Физика полупроводников: Учебник. 4-е изд., стер. – СПб.: Издательство «Лань», 2010. – 400с.: ил. – (Учебники для вузов. Специальная литература)
4. Примесная проводимость полупроводников [Електронний ресурс] – Режим доступу URL: <https://studfile.net/preview/5648377/page:2/>
5. Чиж Д. Моделирование процессу отримання додаткової електричної енергії у авіадвигуні / Д. Чиж, Т. Татарчук. – Book of abstracts «International Conference of Students and Young Scientists in Theoretical and Experimental Physics HEUREKA-2022», October 18-20, 2022, Lviv, Ukraine. – Львів: ЛНУ ім. І. Франка, 2022. – с. Н1.: <https://physics.lnu.edu.ua/conferences/heureka2022/files/Heureka2022.pdf>

Теорія і робочі процеси двигунів та енергоустановок

УДК 621.452.3

МОДЕРНІЗАЦІЯ СТУПІНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАГНІТАЧА З БЕЗЛОПАТКОВИМ ДИФУЗОРОМ

К. В. Рябчук, Н. В. Піжанкова

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
“Харківський авіаційний інститут”*

За допомогою комплексу програм, розробленого на кафедрі Теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету “ХАІ”, спроектовано ступінь відцентрового нагнітача, оснащеною безлопатковим дифузором.

На “розрахунковому” режимі ступінь має об’ємну витрату на вході $Q = 200 \text{ м}^3/\text{хв}$ при частоті обертання $n = 4800 \text{ об/хв}$ та забезпечує степінь підвищення тиску $\pi = 1,18$.

При зміні режиму роботи нагнітача виникає необхідність розробки змінної проточної частини, яка дозволить підвищити напір та об’ємну продуктивність.

Тому метою даної роботи є дослідження можливості модернізації розробленого вихідного ступеню. Одним з шляхів є коригування геометричного кута виходу лопатки робочого колеса β_{2r} .

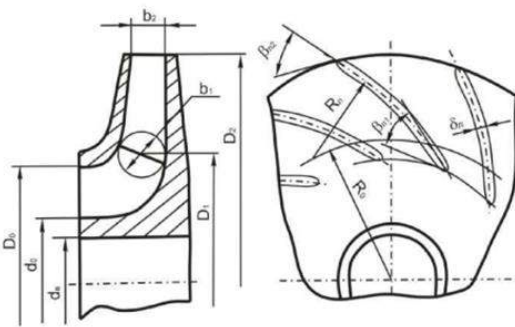


Рис. 1

На рис. 1 наведено геометричні параметри колеса. Лопатки колеса загнуті у напрямку протилежному напрямку обертання. Це забезпечує досить високі значення ККД та запасів стійкості. У вихідному варіанті ступеню кут $\beta_{1r} = 33^\circ$, а кут $\beta_{2r} = 41^\circ$.

Якщо не враховувати відхилення кутів виходу течії у колесі від геометричних кутів, вважатимемо $\beta_2 = \beta_{2r}$.

Тоді збільшення кута β_{2r} призведе до збільшення роботи, яка може бути надана течії за допомогою колеса. В процесі модернізації частота обертання ротора повинна залишатися незмінною.

Згідно рівняння Ейлера для турбомашин:

$$L = C_{2u} U_2 - C_{1u} U_1. \quad (1)$$

Збільшення кута β_2 визначає збільшення колової складової швидкості C_{2u} і, відповідно, при незмінному значенні C_{1u} , зростання наданої течії роботи L . Це відповідає збільшенню степені підвищення тиску.



Комплекс програм ОСГ, розроблений також на кафедрі Теорії авіаційних двигунів, дозволяє виконувати перевірочні розрахунки відцентрових ступенів та отримувати на підставі заданих геометричних параметрів газодинамічні параметри течії на заданому режимі, враховуючи хімічний склад робочого тіла, рівняння стану реального газу та його S діаграму. У нашому випадку це природній газ з одного з українських родовищ.

За допомогою чисельного експерименту досліджено газодинамічні характеристики 4-х варіантів ступеню: вихідного та ще трьох, геометричні кути β_{2r} яких відрізняються на 15° один від одного у напрямку збільшення.

Ці значення та умовні позначення варіантів надано в таблиці.

Таблиця 1 – Геометричні параметри варіантів ступеня

Величина	Вих. вар. M_0	Вар. M_1	Вар. M_2	Вар. M_3
β_{2r}	$\beta_2 = 41^\circ$	$\beta_{2r} = 56^\circ$	$\beta_{2r} = 71^\circ$	$\beta_{2r} = 86^\circ$

Результати розрахунку характеристик означених варіантів ступеню наведено на рис. 2 і 3 у вигляді залежностей ступені підвищення тиску π та політропічного ККД η_{π} від безрозмірного коефіцієнта об'ємної витрати за параметрами течії на вході.

$$\Phi_0 = \frac{4Q}{\pi \cdot D_2^2 \cdot U_2} \quad (2)$$

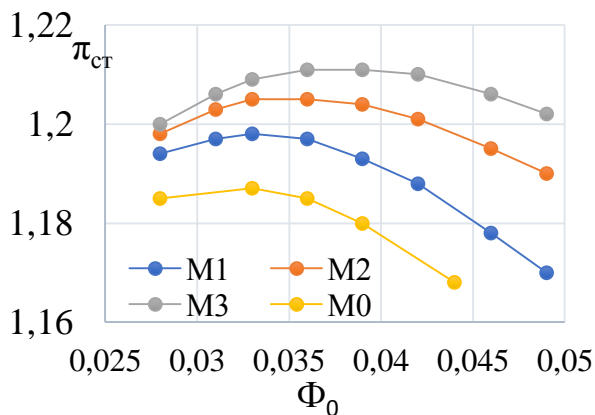


Рис. 2 – Залежність ступені підвищення тиску від коефіцієнту витрати за умовами на вході

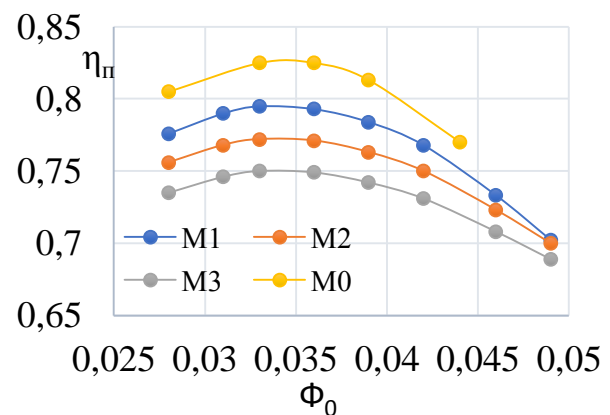


Рис. 3 – Залежність політропічного ККД від коефіцієнту витрати за умовами на вході

З рисунків видно, що збільшення геометричного кута виходу лопатки РК призводить до збільшення ступені підвищення тиску та об'ємної витрати. Однак така зміна β_{2r} веде до зниження значення політропічного ККД за рахунок виникнення додаткових втрат енергії.

Таким чином, чисельний експеримент, що виконано, показує весь спектр значень параметрів ступеню, які можна отримати при перепрофільованні робочого колеса шляхом зміни кута виходу лопаток та надає проектувальнику можливість обрати значення геометричних параметрів відповідно до зміни режиму роботи нагнітача.



УДК 621.75

ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ ПАРОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ З УПОРСКУВАННЯМ ВОДЯНОЇ ПАРИ У СИЛОВУ ТУРБІНУ

В. В. Андре, О. В. Кіслов

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
“Харківський авіаційний інститут”*

Розглянуті особливості вибору ступеня підвищення тиску та температури газів перед турбіною парогазової установки (ПГУ) з упорскуванням водяної пари у силову турбіну.

За допомогою термодинамічних розрахунків циклів ГТД і парогазової установки одержані залежності питомих параметрів від ступеня підвищення тиску при двох значеннях температури газу перед турбіною 1365К та 1415К, які показані на рис. 1.

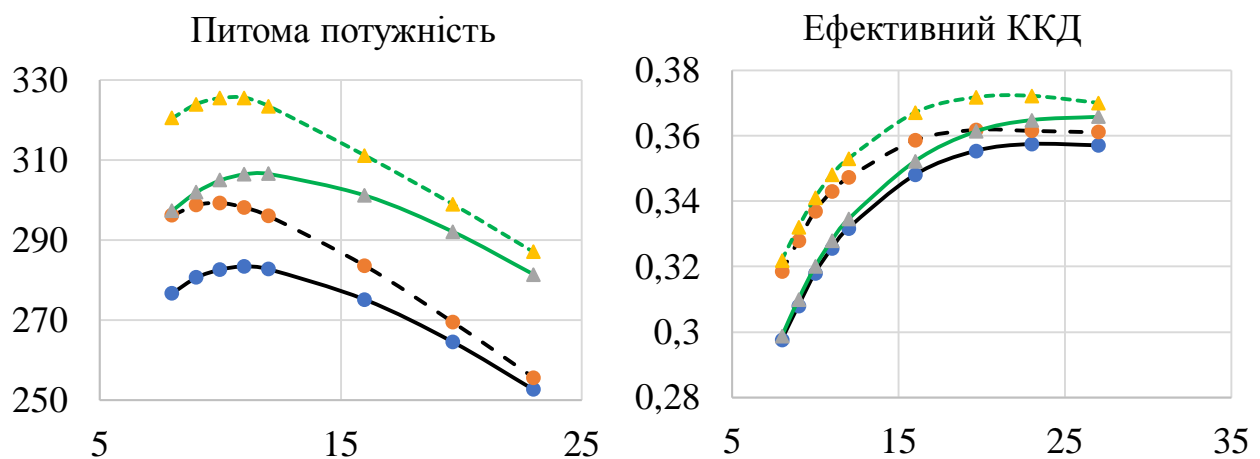


Рис.1 – Залежності питомої потужності та ефективного ККД від параметрів від ступеня підвищення тиску та температури газів перед турбіною:|

— для ГТД; - - - - для ПГУ; ● $T_g^* = 1365$ К; ▲ $T_g^* = 1415$ К

Показано, що:

- упорскування пари перед силовою турбіною підвищує питому потужність та ефективний ККД на 1...8% в залежності від параметрів циклу;
- в парогазовій установці максимуми питомих параметрів зміщуються в бік менших значень ступеня підвищення тиску;
- конвертація ГТД у ПГУ є доцільною, оскільки їх параметри відповідають економічним значенням ступеня підвищення тиску ПГУ.



УДК 621.75

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ КОМПРЕСОРІВ ГТД

С. В. Шенкаренко, М. В. Кононенко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
“Харківський авіаційний інститут”*

Робота спрямована на підвищення ефективності початкового етапу проектування компресора ГТД за рахунок використання багатоваріантних розрахунків термогазодинамічних параметрів двигуна з метою визначення оптимальної кількості ступенів осьового компресору та їх параметрів, відповідно до поставленої задачі. У доповіді представлені результати першого етапу роботи – дослідження впливу кількості ступенів у компресорах низького (КНТ) та високого (КВТ) тиску на сумарні параметри багатоступеневого осьового компресора.

Проведено аналіз впливу параметрів при проектуванні двигуна та виконано порівняння з спроектованим (базовим) двигуном.

Першим кроком була зафіксована кількість ступенів КНТ. Кількість ступенів КВТ прийнято більшим та меншим від базового варіанту.

У подальших розрахунках була зафіксована кількість ступенів КВТ, а кількість ступенів КНТ варіювалася.

На рисунку представлені деякі результати виконаних розрахункових досліджень у вигляді залежності коефіцієнта затраченої роботи \bar{N}_z (для КНТ та КВТ) від кількості ступенів.

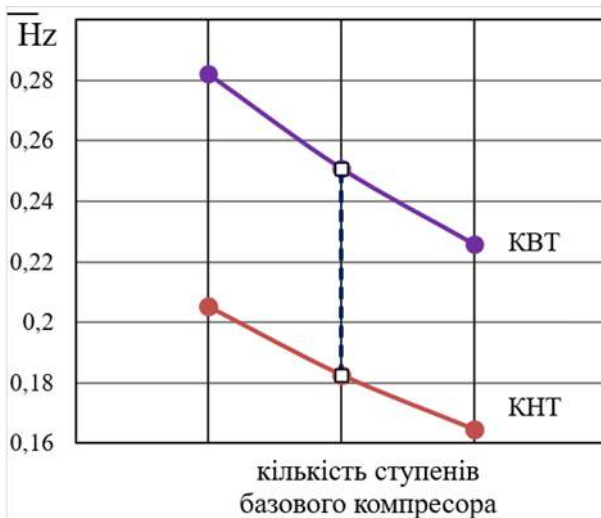


Рис.1 – Залежність \bar{N}_z від кількості ступенів

Показано, що:

– збільшення чи зменшення ступенів компресора впливає лише на його загрузку по ступеням, а також впливає на конструкцію;

– збільшення або зменшення кількості ступенів компресорів НТ та ВТ, краще компанувати з додатковими заходами для отримання кращого результату;

– збільшення кількості ступенів компресорів НТ та ВТ збільшує масу, ціну та вагу конструкції що також впливає на міцність;

– зменшення кількості ступенів компресорів НТ та ВТ з перерозподілом роботи та ККД може привести до кращих ніж у прототип параметрам.



УДК 621.452.3

ЗІСТАВЛЕННЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРУ З ЛОПАТКОВИМ І БЕЗЛОПАТКОВИМ ДИФУЗОРАМИ

П. Є. Горбова, Л. Г. Бойко

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
“Харківський авіаційний інститут”*

За допомогою програмного комплексу, розробленого на кафедрі Теорії авіаційних двигунів «ХАІ», проведено проектувальний розрахунок ступеня відцентрового компресору. Ступінь має два варіанти виконання: з лопатковим та безлопатковим дифузорами. В результаті проектувального розрахунку отримано геометричні параметри ступеню: форму проточної частини, діаметральні та лінійні розміри, кути входу і виходу лопаток робочого колеса та дифузору, кількість лопаток та інше.

Метою даної роботи було проведення перевірного розрахунку газодинамічних параметрів ступеня, а також сумарних характеристик та їх зіставлення для двох варіантів виконання.

Як відомо, ступінь компресору, який використовують як нагнітач може мати як лопатковий, так і безлопатковий дифузор. Однак у разі, коли встановлюють лопатковий дифузор (ЛД) перед ним завжди розташовують безлопатковий дифузор (БЛД) невеликої протяжності.

У разі, коли немає обмежень у радіальних габаритах нагнітача встановлюють безлопатковий дифузор, він має більш пологі характеристики та більш широкий діапазон беззривної роботи. Ступінь з лопатковим дифузором має більш «круту» характеристику та більше значення ККД, але у відносно вузькому діапазоні за витратою.

Перевірочний розрахунок двох варіантів виконання ступеня нагнітача виконано за допомогою метода розрахунку та відповідної програми ОСГ, розробленої на кафедрі Теорії авіаційних двигунів «ХАІ».

Досліджуваний ступінь має розрахункові параметри за режимом: об'ємна витрата $Q_p = 200 \text{ м}^3/\text{с}$, частота обертання $n_p = 4800 \text{ об/хв}$. Тиск робочого тіла на вході становив $5,9 \text{ МПа}$, температура $T_n = 288 \text{ К}$.

На рисунках 1, 2 наведено характеристики двох варіантів нагнітача у вигляді залежностей степені підвищення тиску π та політропічного ККД від безрозмірного параметра Φ_0 , що визначає витрату робочого тіла за параметрами течії на вході:

$$\Phi_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_2^2 \cdot U_2}, \quad (1)$$

де Q – об'ємна витрата $\text{м}^3/\text{с}$,
 D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса,
 U_2 – колова швидкість на виході з робочого колеса.

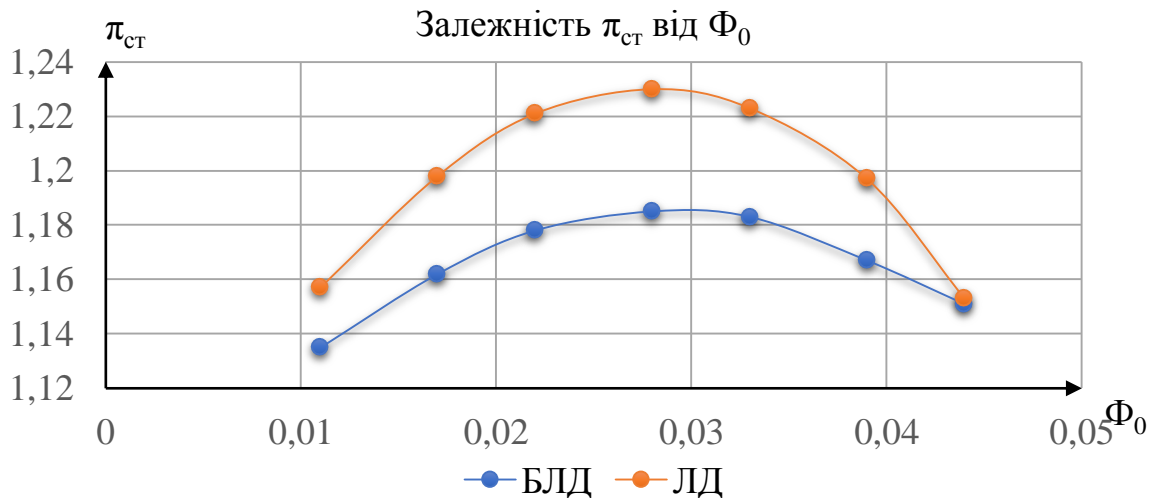


Рис. 1 – Залежність степені збільшення тиску від коефіцієнту витрати за умовами на вході

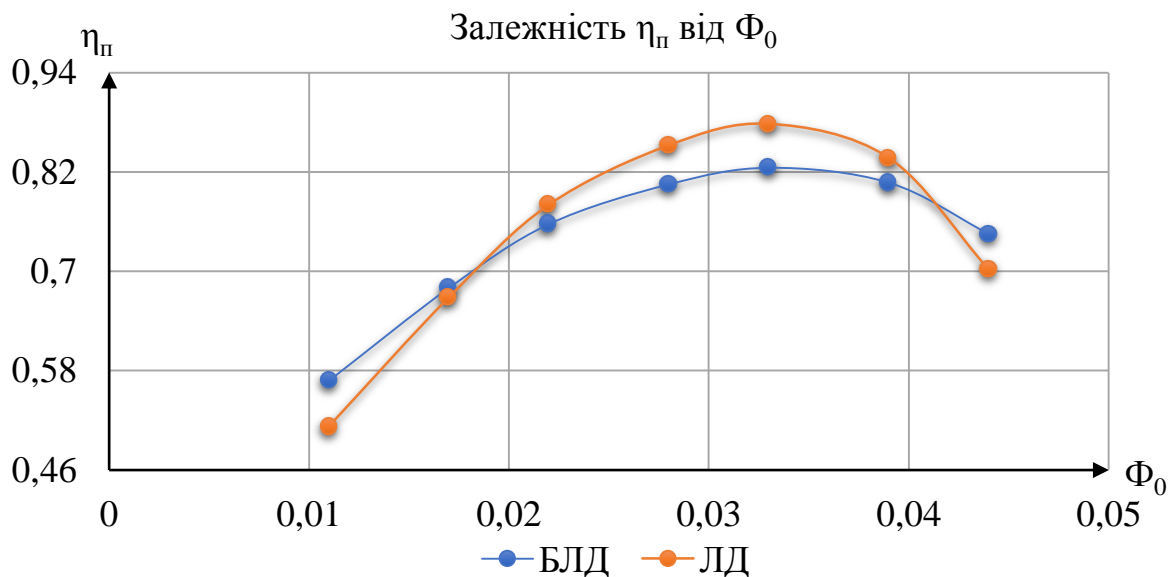


Рис. 2 – Залежність політропічного ККД від коефіцієнту витрати за умовами на вході

Висновок:

У розглянутому діапазоні режимів за витратою ступінь з лопатковим дифузором має переваги за ступенем підвищення тиску від $\Phi_0 = 0,011$ до $\Phi_0 = 0,044$, за ККД діапазон режимів обмежений значеннями $\Phi_0 = 0,02 \dots 0,04$.

У іншому діапазоні режимів за витратою переваги стосовно ККД має ступінь з безлопатковим дифузором.

Конструкція і міцність

УДК 629.7.03:658.562(022)

АНАЛІЗ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ОПОР ТРДД НА ПОЧАТКОВОМУ ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ

Мохаммед Белфадла Фірас, Ю. О. Гусєв

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
“Харківський авіаційний інститут”*

Мастильна система (МС) ТРДД являє собою сукупність спеціальних пристроїв та агрегатів, що забезпечують подачу масла в вузли тертя двигуна для зниження втрат потужності в них, зменшення зносу деталей, відведення теплової енергії, що виділяється при терті, захисту поверхонь, що труться, від наклепу і корозії, видалення твердих включень із зони тертя [1].

Принципова схема МС аналізованого ТРДД представлена на рисунку 1.

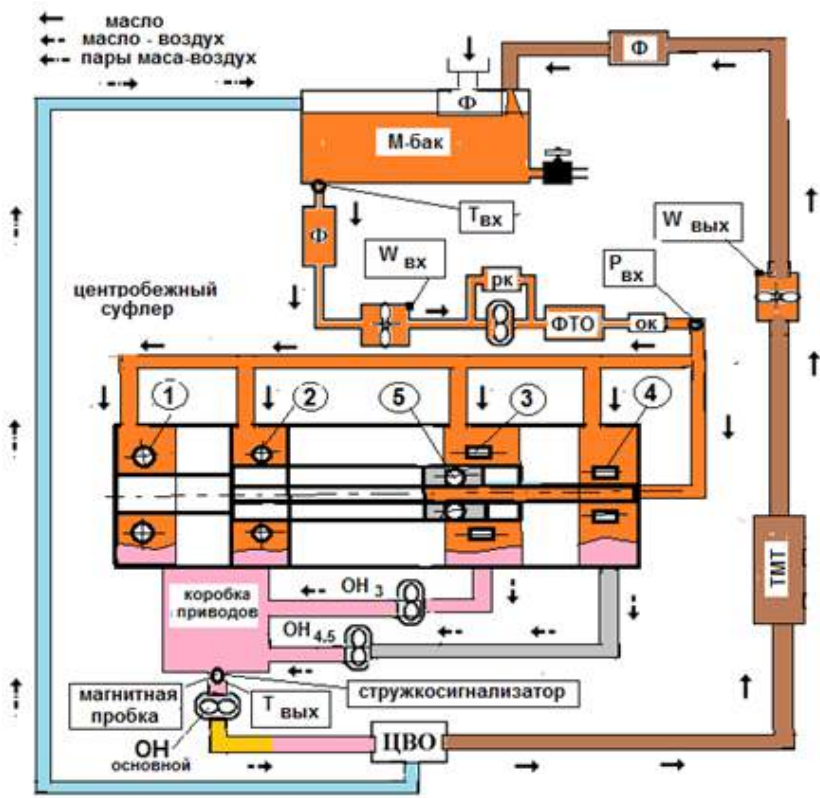


Рис. 1 – Принципова схема МС ТРДД

На схемі видно, що основними типовими функціональними елементами МС є: маслобак; трубопровід; фільтр грубої очистки; нагнітаючий насос; редукційний клапан; фільтр тонкого очищення; зворотній клапан; форсунки опор: 1, 2, 3, 4; насоси відкачки опор 3 та 4; загальний насос, що відкачує; відцентровий повітровіддільувач; паливо-масляний теплообмінник; відцентровий суфлер; при доведенні МС можуть бути використані турбінні витратоміри в нагнітаючому та відкачувальному контурах [1].

На попередньому етапі проектування МС необхідно з'ясувати ступінь впливу різних факторів на температуру олії у кожній опорі двигуна. Для цього він використовуємо теорію графів [2]. Теплову та силову навантаженість різних опор двигуна дамо у вигляді графа (рис. 2), в якому опори двигуна представлені як об'єкти – Z1, Z2, Z3, Z4 і Z5. Джерела впливу представлені роторами низького



та високого тиску R1 і R2 відповідно, проточною частиною двигуна PR, а також гарячими корпусами опор – КО. Впливи на опори представимо осьові сили на підшипники – S_o і поперечні S_p ; тепловий вплив надувного повітря – VN, та валу ротора підшипника VR.

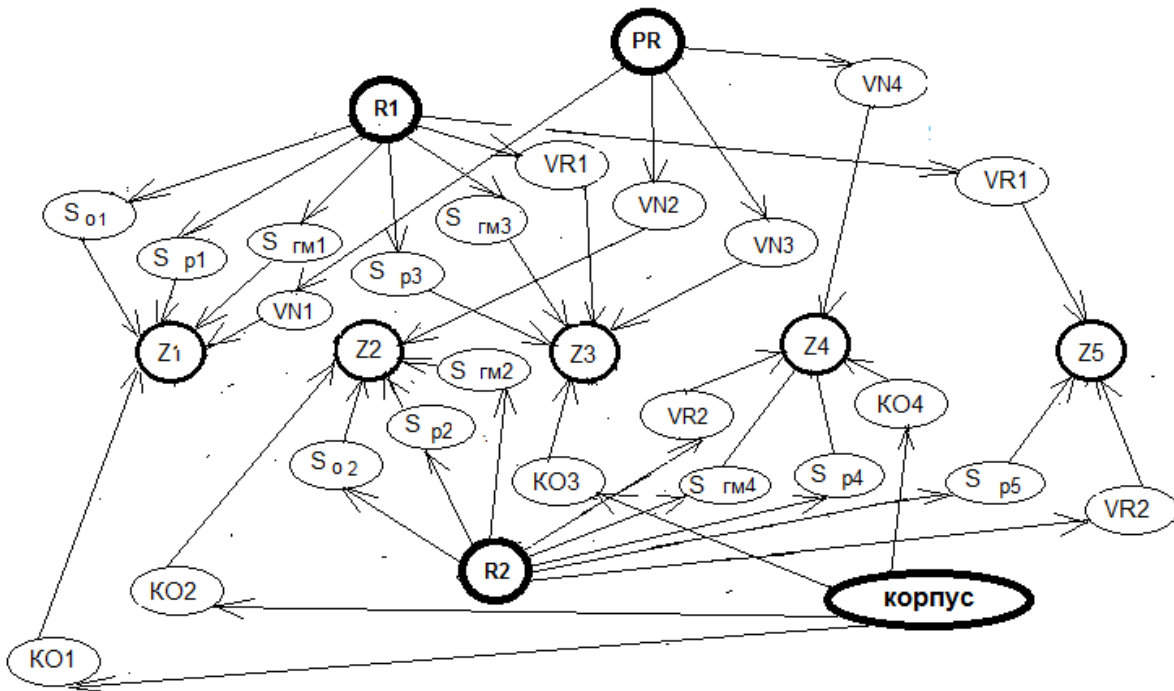


Рис. 2 – Граф, що відображає вплив різних факторів на температуру мастила в опорах двигуна

Ступінь впливу окремих впливів на тепловий стан мастила в окремих опорах визначаємо у вигляді безрозмірних параметрів, що визначаються за формулами:

– S_{o1} і S_{o2} – коефіцієнти, що характеризують дію осьового зусилля, на опори ротора щодо тяги двигуна – $P_{осев} / P_{тяги}$;

– $S_{p1} \dots S_{p5}$ – коефіцієнти, що характеризують дію поперечної сили в площині опори ротора щодо тяги двигуна – $P_{попер} / P_{тяги}$. Поперечна сила, що прикладається до зосереджених мас ротора при еволюціях літака у горизонтальній площині визначається:

$$P_p = \sqrt{\left(P_T + P_{P_i}\right)^2 + P_{P_j}^2}, \quad (1)$$

де P_T – сила тяжіння ротора; P_{P_i} – радіальна сила інерції невіднованих мас ротора, для добре збалансованих роторів невелика, силу P_{P_j} – визначаємо через коефіцієнт експлуатаційного навантаження K_j , який за нормами АП-33 при грубій посадці у вертикальній площині становить 3...4 одиниць перевантаження, тоді $P_{P_j} = P_T K_j$.



Приймаємо вагу роторів:

– високого тиску = 75 кг, а низького тиску – 100 кг. (суха вага двигуна 312 кг; агрегати – 62кг; корпуси – 75 кг);

– $S_{GM1} \dots S_{GM5}$ – коефіцієнти, що характеризують дію гіроскопічного моменту та визначаються – M гіроскоп / $2M$ стартера;

Таблиця 1 – Коефіцієнти впливу джерел тепла на температуру мастила в опорах

Об'єкти	Z1	Z2	Z3	Z4	Z5	
Джерела впливу	So1	1,6				
	So2		0,28			
	Sp1	0,07				
	Sp2		0,09			
	Sp3			0,08		
	Sp4				0,11	
	Sp5					-
	S _{GM1}	0,98				
	S _{GM2}		0,22			
	S _{GM3}			0,26		
	S _{GM4}				0,31	
	S _{GM5}					0,2
	VN1	0,58				
	VN2		0,58			
	VN3			0,58		
	VN4				0,58	
	VN5					-
	VR1					
	VR2					
	VR3			0,51		
VR4				0,4		
VR5					0,55	
KO1	0,58					
KO2		0,58				
KO3			0,50			
KO4				0,50		
KO5					0,55	
СК	-	-	-	-	0,20	
Сумарний вплив	3,81	2,18	1,43	1,80	1,5	

– VNi – коефіцієнт, що характеризує вплив температури надувного повітря, що надходить в окрему опору щодо температури повітря на виході з компресора високого тиску ($T_{KBТ} - T_{\text{повітря надув.}} / T_{KBТ}$);

– $VR1$ і $VR2$ – коефіцієнти, що характеризують вплив гарячого валу опори ротора на температуру мастила в опорі – $T_{\text{вала}}/T_{\text{газа}}$, де $T_{\text{газа}}$ – температура газу на виході з двигуна (740 К).

У представленому графі (див. рис. 2) відображено лише вплив нагрітих валів в опорах Z3, Z4 та Z5:

– $KO1 \dots 4$ – коефіцієнти, що характеризують вплив гарячого корпусу опори ротора на температуру мастила в опорі;

– $T_{\text{корп}}/T_{\text{газа}}$, де $T_{\text{газа}}$ – температура газу на виході з двигуна.

Коефіцієнти впливу джерел тепла на температуру мастила в опорах представлено в табл. 1. Прийнято, що тяга двигуна становить 1529,6 кгс. (15000 Н). Осьове зусилля на підшипник передньої опори КНТ прийнято рівним 2550 кгс, а передній опори KBТ – 430 кгс.

Особливу роль у надійності двовальних ГТД відіграють міжвальні підшипники. При їх експлуатації спостерігаються випадки прослизання ролика в



підшипнику. Ефект прослизання виникає тому, що між роликом і кільцями в навантаженій зоні підшипника утворюються стислі масляні прошарки (клин) внаслідок швидкого руху ролика, що наводить до появи значних сил тертя та виділення тепла [3], в таблиці 1 позначено коефіцієнтом СК.

Тепло підведених до мастила в опорах проектного ТРДД зведені в табл. 1. Заключний рядок якої дозволяє оцінити теплову навантаженість окремих опор двигуна.

Перелік використаної літератури

1. Бич, М. М. Смазка авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / М. М. Бич, Е. В. Вейнберг, Д. Н. Сурков. – М.: Машиностроение, 1979. – 176с.
2. Кеба, И. В. Диагностика авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / И. В. Кеба. – М.: Транспорт, 1990. – 248 с.
3. Макарчук, В. В. Расчёт скольжения в межвальных роликовых подшипниках ГТД [Текст] / В. В. Макарчук, Е. П. Жильников // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Сер.: Машиностроение и энергетика. – Самара. – 2012. – № 1 (32). – С. 125-134.

УДК 531.781.2:621

ВИСКОТЕМПЕРАТУРНІ ПЛІВКОВІ ТЕНЗОРЕЗИСТОРИ*С. С. Бондаренко, Ю. О. Гусєв**Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
“Харківський авіаційний інститут”*

Для дослідження напруженого стану деталей конструкцій застосовується метод тензометрії.

У сучасній високотемпературній вібротензометрії при дослідженнях міцності деталей авіаційних двигунів використовуються високотемпературні тензорезистори з чутливими елементами (ЧЕ) з ніхромового мікродроту. Однак вони мають низку недоліків. Електроопір ЧЕ цих тензометрів при температурі вище 900 °С має низку стабільність, а сполучення високотемпературний цемент Ц-7-32А не має необхідної термостійкості. Крім того, при закріпленні ЧЕ на поверхні лопатки турбіни цемент сполучення закриває отвори системи плівкового охолодження (особливості Ц-7-32А). У плівкових тензорезисторів ці недоліки відсутні.

ЧЕ високотемпературних плівкових тензорезисторів (ВПТ) виготовляються зі сплаву платини та паладію. Як сполучення, тобто електроізолюючої підкладки плівкового тензорезистора використовується цемент фосфатного твердіння, що має коефіцієнт лінійного розширення, близький до аналогічного параметра матеріалу лопатки турбіни. Надалі замість терміну «обв'язка тензометра» введемо термін «ізолятор-підкладка».

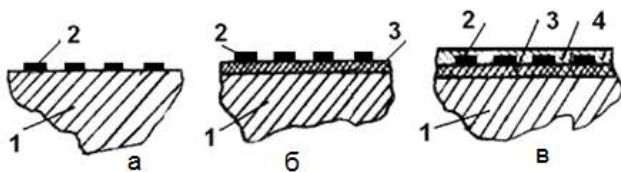


Рис.1 – Поперечний розріз різних типів ВПТ: 1– тіло деталі; 2 – ЧЕ, 3 – ізолятор-підкладка, 4 – захисний шар

Чутливий елемент ВПТ являє собою металеву плівку завтовшки від одиниць до декількох сотень ангстрем, що нанесена безпосередньо на поверхню досліджуваної деталі (рис. 1, а), або на електроізолюючий ізолятор-підкладку (рис. 1, б),

якщо матеріал деталі електропровідний.

Мінімальна база ВПТ, яку можна отримати за пропонованою технологією, становить 1 мм. При цьому номінальний електроопір знаходиться в межах від 10 до 500 Ом, а опір ізолятора-підкладки – від 10 до 300 МОм. До плівки чутливого елемента ВПТ приєднуються дрітні виводи.

Плівкові ЧЕ, що мають значення питомого електричного опору 1...10 Ом/м², можна отримати із застосуванням металізованої пасти, до складу якої входять компоненти: порошок платини – 15...50%; діоксид кремнію – 7,5...25%; оксид алюмінію – 3...10%; оксид бору – 1,5...5%; оксид барію –



1,5...5%; оксид кальцію – 1,5...5%; органічна складова – 40...30%. Зазначені оксиди вводять до складу пасти у вигляді комплексної складової, яка забезпечує утворення деякої кількості склоподібної фази.

Для отримання більш високотемпературних ізоляторів-підкладок ВПТ (до 1000...1050 °С) використовують фосфатне покриття, що містить: діоксид кремнію – 10...30%; гідроксид алюмінію – 3...15%; оксид алюмінію – 15...28%; оксид бору – 1...4%; оксид кальцію – 1...3%; оксид барію – 1,5...3,5%; оксид хрому – 1,0...5,0%; оксид титану – 0,5...3,0%; оксид магнію – 0,5...1,2%; алюмофосфатне сполучення (АФС) та ін. [1].

Розглянуте покриття досліджували на термостійкість, вібростійкість і можливість закріплення на деталях з малим радіусом заокруглень.

Було поставлене завдання визначити коефіцієнт тензочутливості тензорезисторів та оцінити як впливає довжина ЧЄ на цю характеристику.

З цією метою були препаровані тензорезисторами дві градуювальні балки рис. 2, що навантажуються за схемою чистого вигину рис. 3.



Рис. 2 – Градуювальна балка з нанесеними тензорезисторами

На кожну балку були нанесені по чотири тензорезистора (рис. 2). При цьому провідники, дозволяли знімати сигнал з половини довжини кожного ЧЄ.

Як вимірювальна схема використовувався симетричний міст (рис. 4). Розбаланс моста, пов'язаний із зміною опору тензорезистора внаслідок його силового навантаження, реєструється цифровим вольтметром.

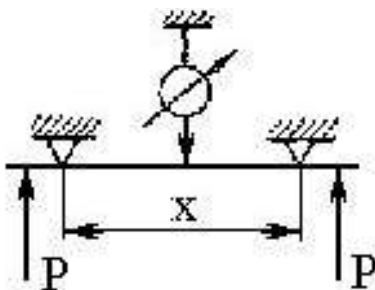


Рис. 3 – Схема чистого вигину градуювальної балки

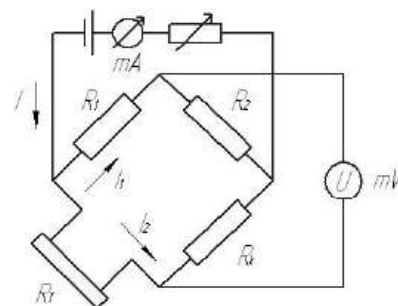


Рис. 4 – Вимірювальна схема – симетричний міст

Відносна деформація градуювальної балки, що сприймається тензорезистором, визначалася за формулою:



$$\varepsilon = 4hf / x^2, \quad (1)$$

де h – товщина балки, а f величина її прогину при навантаженні. (У процесі проведення експерименту балка навантажувалася до величини прогину, що дорівнює 3 мм).

Коефіцієнт тензочутливості – K визначаємо за такою формулою:

$$K = \frac{R}{R} \frac{1}{\varepsilon}, \quad (2)$$

де R – зміна опору тензометра при силовому навантаженні; R – його базовий опір, а ε – відносна деформація.

Аналіз результатів випробувань дозволяє зробити такі висновки:

1. Тензочутливість датчиків знаходиться в межах 1,8-2.0;
2. Вплив довжини на значення тензочутливості не було виявлено.

Для аналізу нерівномірності тензочутливості по довжині ЧЄ необхідно застосувати потенціометричну схему вимірювання.

УДК 681.586.326:621.316

**ТЕМПЕРАТУРНА ХАРАКТЕРИСТИКА
ПРЯМКУТНОЇ ТЕНЗОМЕТРИЧНОЇ РОЗЕТКИ****С. С. Кригін, Ю. О. Гусєв***Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
“Харківський авіаційний інститут”*

Вимірювання статичних напружень елементів конструкцій при температурах які перевищують 350-400 °С є складним технічним завданням. Це пояснюється тим, що основним матеріалом для виготовлення чутливих елементів (ЧЕ) тензорезисторів для вимірювання статичних напружень є константан – термостабільний сплав на основі міді (близько 59%) з добавкою нікелю (39-41%) і марганцю (1-2%). Присутність міді у сплаві обмежує його застосування у тензометрії 350-400 °С. Інший сплав, платина вольфрам(9% W), дозволяє підвищити діапазон вимірювання статичних деформацій до 600-650 °С, але він має недостатню стабільність електроопору при цих температурах, крім того має високу вартість через використання в ньому платини. Для вирішення цієї комплексної задачі пропонується розглянути наступні пункти:

- вибір такого матеріалу для виготовлення дроту ЧЕ, який має достатню стабільність зміни електроопору при зміні температури і високу температуру застосування;
- використання конструктивної схеми тензометра-розетки, яка дозволяє здійснювати вимірювання деформації деталі у двох взаємно перпендикулярних напрямках і здійснювати термокомпенсацію його ЧЕ;
- застосування вимірювальної схеми підключення ЧЕ тензорезистора, яка дозволяє підтримувати термокомпенсацію ЧЕ (розетки);
- можливість введення поправочного коефіцієнта при опрацюванні результатів вимірювання статичної деформації.

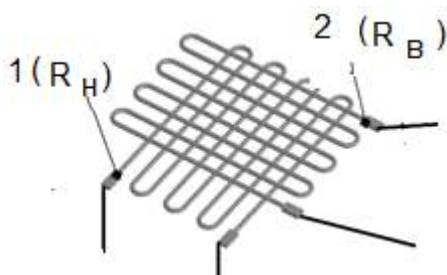


Рис. 1 – Тензометрична розетка:
1 і 2 – ЧЕ, які сприймають
основну і поперечну деформації
відповідно, і електричний опір
кожного

У доповіді розглядається прямокутна тензометрична розетка з ЧЕ, виконаними з ніхрому (Н80 Х20). Передбачається застосування цього тензометра при визначенні статичних напружень деталей працюючих при температурі 600-650 °С. Схема тензометричної розетки представлена на рисунку 1. ЧЕ розетки підключаються за чотирипровідною, потенціометричною схемою. При цьому електричний сигнал від ЧЕ надходить у сумуючу ланку – мілівольтметр. Результуючий сигнал мілівольтметра описується формулою:

$$\Delta V^H + \Delta V^B = IKR^H \varepsilon + IKR^B \mu \varepsilon = IKR(1 + \mu) \varepsilon, \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона; ε – відносна деформація; K – коефіцієнт тензочутливості i ; I – струм, що проходить через ЧЕ (mA). Тут $R = R^B = R^H$.



У реальній ситуації маємо: $R^H = \Delta_t^R \cdot R^B$, де Δ_t^R – коефіцієнт характеризує відмінність опорів верхнього і нижнього ЧЕ. Тоді в першому наближенні результуючий сигнал тензометричної розетки можна записати:

$$\Delta V_{\text{сум}} = IKR^B \Delta_t^R (1 + \mu) \varepsilon. \quad (2)$$

При експериментальному дослідженні деформацій деталі, температура може змінюватися і відтак буде змінюватися і коефіцієнт, що характеризує відмінність опорів ЧЕ тензометричної розетки. Отже необхідно знати залежність цього коефіцієнта від температури: $\Delta_t^R = f(t)$

Цей коефіцієнт може бути отриманий експериментально при нагріванні тензометричної розетки і вимірі змін опорів її окремих ЧЕ.

Для цього були обрані стандартні зразки для розривної установки, на які були закріплені ЧЕ прямокутної розетки, рисунок 2.



Рис. 2 – Зразок препарований тензометричною розеткою

Для закріплення дротяних ЧЕ використовувався цемент Ц7-62-А, який дозволяє вимірювати деформації деталей при температурах 600-1000 °С. Верхня межа температури відноситься до динамічних вимірювань. Вимірювання електроопору ЧЕ розетки виконувалось високоточним омметром. Результати проведених вимірювань представлені на рисунку 3. Експеримент дозволив визначити: характер зміни опорів ЧЕ розетки; початок зони активного шунтування; рівень уявної деформації без підключення системи термокомпенсації.

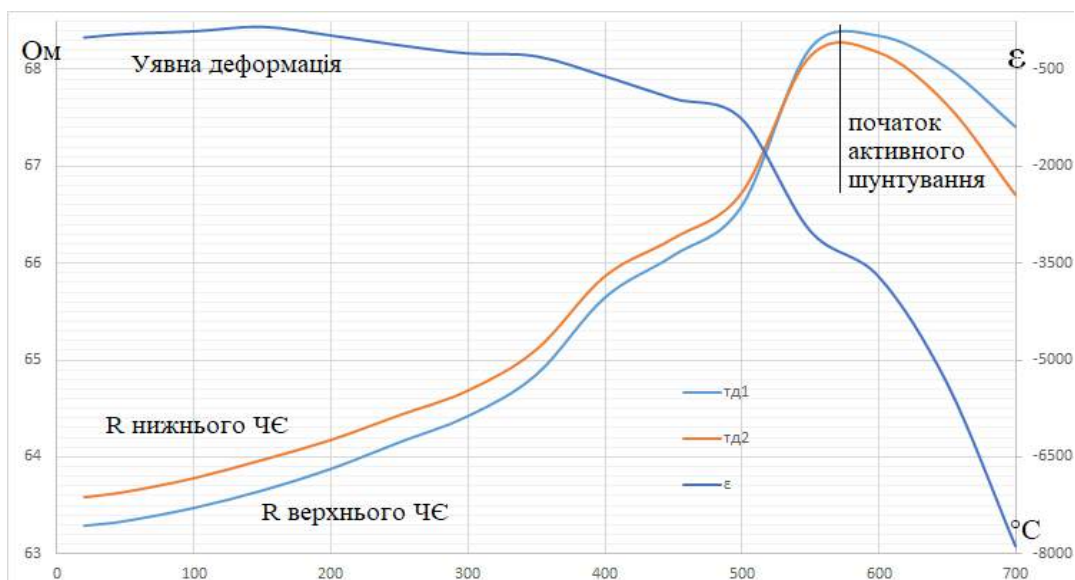


Рис. 3 – Зміна опорів ЧЕ досліджуваного тензметра



УДК 621.452

РОЗРОБКА РОЗРАХУНКОВОЇ МОДЕЛІ ПРУЖНОГО ЕЛЕМЕНТА ПІДШИПНИКОВОЇ ОПОРИ

Шень Дунчао, В. С. Чигрин

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

Досліджується ТРДД Д-436-148ФМ, який виконаний за двоконтурною трьохвальною схемою з двовальним газогенератором без змінення потоків. Особливість трьохвальної схеми – розділення ротора компресора на три самостійні ротори, кожен з яких наводиться в обертання своєю турбіною. Двигун складається з одноступінчастого вентилятора з одним підпірним ступенем, осьового шестиступінчастого компресора низького тиску (КНТ), семиступінчастого компресора високого тиску, кільцевої камери згорання, одноступінчастої осьової турбіни високого тиску, одноступінчастої осьової турбіни низького тиску, триступінчатої осьової турбіни вентилятора (ТВ) і реактивних сопел зовнішнього і внутрішнього контурів.

Найбільшу небезпеку для літака і двигуна представляє відрив лопатки вентилятора. Тому досліджуватимемо коливання двигуна, викликані саме цим чинником. Приймаємо, що обертання інших двох роторів не робить впливу на коливання двигуна.

Усі три ротори встановлені на ідентичних пружних опорах, які закріплені в статорі двигуна. Призначення пружно-демпферних опор – зниження загального рівня вібрацій роторів і усього двигуна в цілому і усунення небезпечних резонансних коливань з робочого діапазону або зміщення їх на безпечні режими.

Передні опори усіх трьох роторів двигуна Д-436-148ФМ – кулькові підшипники, встановлені в пружних елементах «біляче колесо». Пружний елемент є втулкою з великою кількістю прорізів. Втулку з одного боку прикріплюють за допомогою фланця до корпусу, а з іншого боку в неї вставляють підшипник ротора.

Задні опори усіх трьох роторів – роликові підшипники з гідродинамічною масляною плівкою без пружних елементів. Основна гідність гідродинамічної опори – простота конструкції. Масляний шар є таким, що повністю несе навантаження і демпфує коливання ротора.

Для подальшого моделювання коливань ротора вентилятора необхідно створити модель пружної опори.

Кульковий підшипник моделюється жорстким шарніром, встановленим в пружній опорі «біляче колесо». Така модель обґрунтована тим, що, по-перше, деформацією самого шарикопідшипника в порівнянні з деформацією пружної опори можна нехтувати, по-друге, частота вільних коливань ротора на



шарикопідшипниках без пружних опор відрізняється від частоти коливань ротора наявної конструкції у декілька разів.

У Запорізькому КБ «Прогрес» ім. А. Г. Івченка отримані значення коефіцієнтів жорсткості при малих деформаціях усіх опор (табл. 1).

Таблиця 1 – Коефіцієнти жорсткості підшипникових опор

Опора	Коефіцієнт жорсткості, Н/м
Передня ротора вентилятора	$0,1 \cdot 10^8$
Задня ротора вентилятора	$0,25 \cdot 10^8$
Передня ротора низького тиску	$0,16 \cdot 10^8$
Задня ротора низького тиску	$0,35 \cdot 10^8$
Передня ротора високого тиску	$0,49 \cdot 10^8$
Задня ротора високого тиску	$0,76 \cdot 10^8$

При великих деформаціях, викликаних дисбалансом ротора з відірваною лопаткою вентилятора, передня пружна підшипникова опора моделюється білінійним пружним елементом, який працює в площині перпендикулярної осі обертання. Для подальших розрахунків необхідно створити модель пружного елемента передньої опори ротора вентилятора.

Визначення коефіцієнтів жорсткості передньої опори ротора

Під дією радіальної сили підшипника стержневі елементи пружної втулки працюють на вигин. Під дією осьової сили стержневі елементи пружної втулки працюють на стискування. Під дією однакових за величиною сил стискування стержнів у декілька разів менше прогину, тому в прийнятій моделі опори нехтуємо осьовою деформацією і враховуємо тільки радіальну. Жорсткість опори визначається завтовшки стінки втулки, шириною прорізів, числом і завдовжки стержневих елементів, що утворилися.

Для визначення коефіцієнта жорсткості «білячого колеса» виконано чисельне моделювання в системі «Solid Works» (рис. 1).

Прикладена сила $P = 100$ Н, жорстко пов'язана з розділеною кільцевою поверхнею (стаканом зовнішньої обойми підшипника).

Визначено переміщення δ стакана зовнішньої обойми (рис. 2).

Коефіцієнт жорсткості K пружного елемента «біляче колесо» передньої опори вентилятора

$$K = \frac{P}{\delta} = \frac{100}{1,033 \cdot 10^{-5}} = 9,68 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

З урахуванням коефіцієнта жорсткості демпфуючого масляного шару сумарний коефіцієнт жорсткості передньої опори складає $1 \cdot 10^7$ Н/м, що узгоджується з даними КБ «Прогрес» ($0,1 \cdot 10^8$ Н/м).

Зовні пружного елемента розташовані дві тонкостінні обичайки, що є проміжними силовими елементами. На зовнішній обичайці виконаний надріз. При нормальному рівні дисбалансу ротора пружний елемент забезпечує зменшення жорсткості системи ротор-статор і дозволяє пройти критичні обороти



ротора на зниженому режимі (до режиму малого газу). При збільшенні дисбалансу ротора вентилятора вибирається проміжок 0,15 мм в масляному демпфері, потім стакан зовнішньої обійми разом з пружним елементом вибирає проміжок 1,5 мм, корпус демпфера сідає на обичайки, включаючи в роботу їх жорсткість. Таким чином, характеристика жорсткості опори є білінійною.

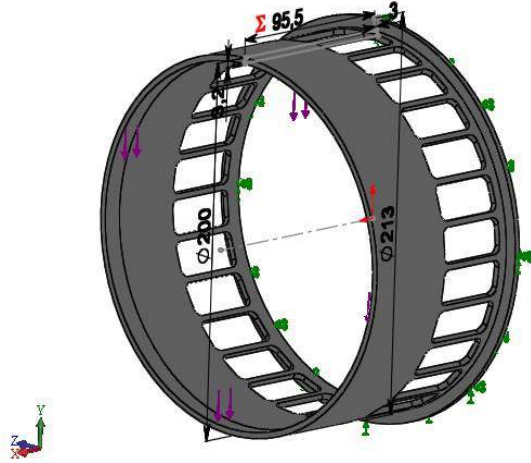


Рис. 1 – Розрахункова модель пружної опори «біляче колесо»

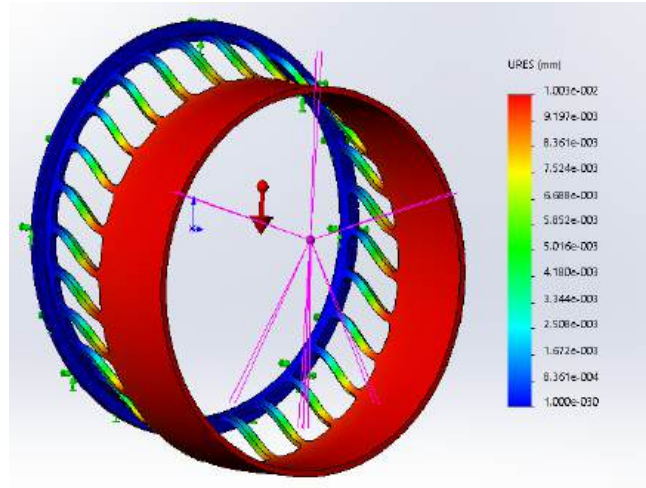


Рис. 2 – Розподіл деформацій моделі «білячого колеса» від сили $P = 100 \text{ Н}$

При істотному збільшенні рівня дисбалансу, зовнішня обичайка руйнується по надрізу і ротор, можливо, заклинить. Але при цьому він устигає зробити декілька десятків оборотів.

УДК 621.452.22.3.01

ПОРІВНЯЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОНСТРУКЦІЇ МЕТОДАМИ ФОТОПРУЖНОСТІ ТА ТЕНЗОМЕТРІЇ

О. А. Косолапова, Ю. О. Гусєв

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

Одним з важливих місць газотурбінного двигуна є вузол кріплення лопаток до диска. Нині висуваються більш жорсткі вимоги до міцності замкових з'єднань.

Руйнування замкових з'єднань бувають по хвостовику лопатки і по міжпазовому виступу диску. Існує дві основні причини руйнування: малоциклова втома, викликана повторюваним статичним навантаженням, і малоциклова втома від динамічних навантажень. Зокрема, для ступеня компресора міжпазовий виступ диска може мати місце утворення тріщини.

У роботі розглянуто застосування фізичного моделювання напружено-деформованого стану замкового з'єднання – методом фотопружності, який також може бути використаний при перевірці завдання МКЕ замкового з'єднання шляхом проведення експерименту з реальними контактними поверхнями двох частин моделі.

Поляризаційно-оптичний метод або метод фотопружності – експериментальний метод визначення напруженого стану деталей і конструкцій на прозорих моделях з оптично чутливих матеріалів, заснований на поляризації світла і властивості більшості прозорих ізотропних матеріалів набувати здатності подвійного променезаломлення під дією навантаження [1].

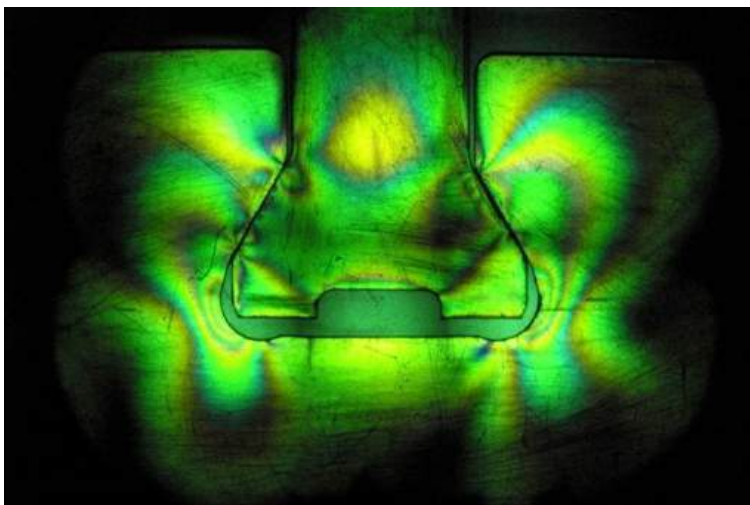


Рис. 1 – Картина розподілу напружень на деталях замкового з'єднання отримана методом фотопружності

Цей метод дозволяє отримати картину напружено-деформованого стану (НДС) деталей з реальним полем розподілу напружень у зоні контакту (рис. 1).

У роботі, що розглядається, запропоновано оцінити рівень напружень, що виникають в поляризаційній моделі замкового з'єднання, методом тензометрії та порівняти результати, отримані двома методами. Модель виконана за розмірами замкової частини

лопатки четвертого ступеня КВТ двигуна Д-18Т у масштабі 1 до 50.



Для цього, враховуючи симетричність моделі навантаження, на її поверхні закріпили малобазні тензометри (рис. 2).

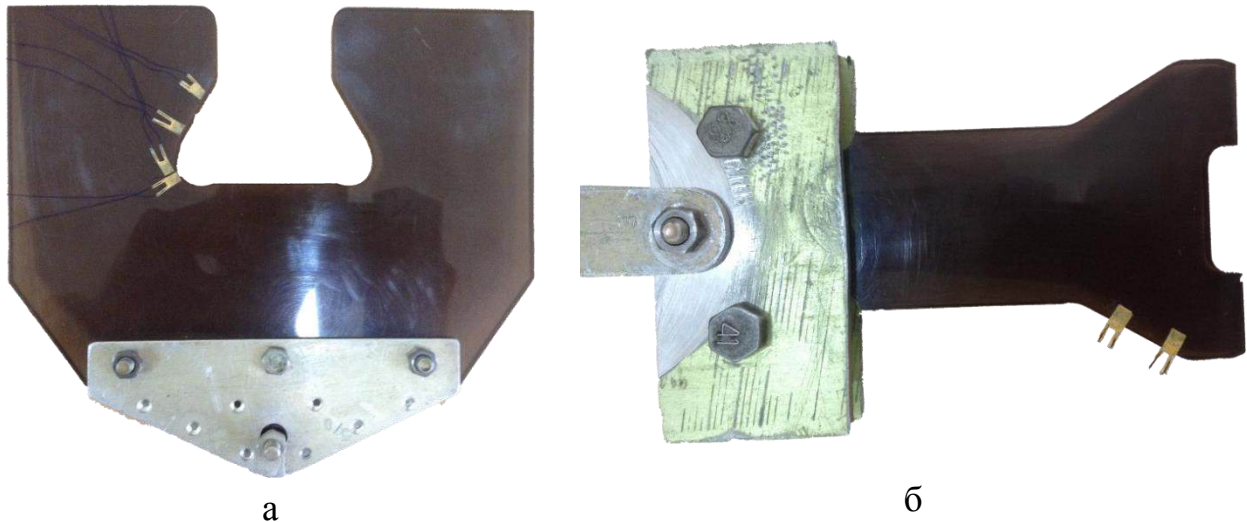


Рис. 2 – Схема препарування моделі замкової частини лопатки тензометрами: а – ободу диска; б – хвостовика лопатки

Дротовий чутливий елемент тензометра виконаний з константану. Константан це сплав міді з нікелем, який зберігає стабільним електроопір чутливого елемента тензометра до 250 °С

Проведено градування аналізованих тензорезисторів при навантаженні балки рівного опору. Вибрано вимірювальну схему на основі мосту Уїтстона з виведенням результатів вимірювання на цифровий мілівольтметр.

За допомогою тензорезисторів досліджено шість зон замкового з'єднання при різних рівнях розтягувальної сили.

Результати порівняльних випробувань дозволили зробити узагальнений висновок із НДС замкового з'єднання з урахуванням різних конструктивно-технологічних відхилень.

Тензометри не змогли зафіксувати зони концентрації напруги в моделі внаслідок своєї п'ятиміліметрової бази. Необхідно застосувати тензометри меншої бази (не менше 2 мм).

Перелік використаної літератури

1. Касаткин, Б. С. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений [Текст] : справ. / Б. С. Касаткин, А. В. Кудрин, Л. М. Любанов. - К.: Наук. думка, 1981.- 587с.



УДК 621.65

ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИН І НАПРЯМКУ БІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ШЕСТЕРНІ НАСОСА ВІД СИЛ ТИСКУ РОБОЧОЇ РІДИНИ

О. В. Ларкін, С. В. Безуглий

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

Величина та напрямок зусилля від бічного навантаження на шестірню визначаються розподілом надлишкового тиску по колу шестірні. Під надмірним тиском (перепадом тисків) розуміють різницю тисків у поточній точці та в порожнині входу. Перепад тисків між порожнинами виходу та входу позначимо через

$$\Delta p_n = p_n - p_{вх}, \quad (1)$$

а перепад тисків між поточною точкою та порожниною входу через

$$\Delta p = p(\varphi) - p_{вх}. \quad (2)$$

Розглянемо таке завдання.

Ширина шестерні приймається рівною b . Тиск поширюється на частину бічної поверхні, обмежену кутами φ_m та φ_q . На ділянці від перепаду тисків має постійну величину Δp_n ; на ділянці від φ_n до φ_q перепад тисків має змінну величину $\Delta p(\varphi)$, що залежить від поточного кута.

На ділянці від φ_q до φ_m перепад тисків тотожно дорівнює $\Delta p_{вх} = 0$.

Елементарне зусилля, що виникає в будь-якій точці бічної поверхні шестерні від впливу на неї тиску рідини, дорівнює добутку цього тиску на елементарну площу, нормальну до його напрямку:

$$dP = \Delta p b R_r d\varphi, \quad (3)$$

де $R_r = D_r/2$ – радіус головок зубців шестерень.

Елементарне зусилля може бути представлене у вигляді вектору, проекції якого на осі координат і мають такі значення:

$$dP_y = \Delta p b R_r d\varphi \sin \varphi; \quad (4)$$

$$dP_x = \Delta p b R_r d\varphi \cos \varphi. \quad (5)$$

Щоб знайти проекцію результуючої сили тиску на будь-яку вісь координат, необхідно проінтегрувати в межах проекції елементарних зусиль на цю вісь.

Проекції результуючої сили тиску на ділянці, де тиск мають, очевидно, наступну величину (для шестерні із зовнішнім радіусом R_r і шириною b):

Щоб знайти проекцію результуючої сили тиску на вісь координат, необхідно проінтегрувати в певних межах проекції елементарних зусиль на цю вісь.



Проекції результуючої сил тиску на ділянці, де тиск постійно мають, очевидно, наступну величину (для шестерні із зовнішнім радіусом R_r і шириною b):

$$P_y = \Delta p_n b R_r \int_{\varphi_m}^{\varphi_n} \sin \varphi d\varphi = \Delta p_n b R_r (-\cos \varphi) I_{\varphi_m}^{\varphi_n}; \quad (6)$$

$$P_x = \Delta p_n b R_r \int_{\varphi_m}^{\varphi_n} \cos \varphi d\varphi = \Delta p_n b R_r (\sin \varphi) I_{\varphi_m}^{\varphi_n}. \quad (7)$$

Проекції результуючої сили тиску на дільниці, де тиск змінюється у випадку відповідно до закону $p = p(\varphi)$, тієї ж ширини шестерні b обчислюють так:

$$P_y = b R_r \int_{\varphi_n}^{\varphi_q} \Delta p(\varphi) \sin \varphi d\varphi; \quad (8)$$

$$P_x = b R_r \int_{\varphi_n}^{\varphi_q} \Delta p(\varphi) \cos \varphi d\varphi. \quad (9)$$

Результуюча всіх сил тиску

$$P_0 = \sqrt{(\sum P_y)^2 + (\sum P_x)^2}, \quad (10)$$

а тангенс кута нахилу її до осі y

$$\operatorname{tg} \alpha = \sum P_x / \sum P_y. \quad (11)$$

Таким чином можна визначити величину та напрямок бічного зусилля від тиску рідини на шестірню для конкретних розмірів та умов роботи насоса при довільному законі розподілу надлишкового тиску по колу.

Як приклад визначимо величину та напрямок бічного зусилля при наступних припущеннях:

а) на ділянці від φ_n до φ_q розподілу перепаду тисків лінійне

$$\Delta p = c \Delta p_n - a \varphi,$$

б) кут $\varphi_m = 0$.

В цьому випадку проекції зусилля від дії рідини на бічну поверхню шестерень у порожнині входу та виходу, де тиск постійно рівний з урахуванням виразів (6) та (7)

$$P_{y.вих} = \Delta p_n b R_r (1 - \cos \varphi_n); \quad (12)$$

$$P_{x.вих} = \Delta p_n b R_r \sin \varphi_n. \quad (13)$$

Коефіцієнти апроксимації у формулі для розподілу перепаду тисків дорівнюють



$$a = \Delta p_n / (\varphi_q - \varphi_n); \quad c = a\varphi_q / \Delta p_n = \varphi_q / (\varphi_q - \varphi_n).$$

Проекції на осі координат рівнодіючої від сил тиску рідини на ділянці кола зі змінним перепадом у цьому випадку визначають наступними виразами, що впливають із рівнянь (8) та (9).

$$P_y = \frac{bR_r \Delta p_n}{\varphi_n - \varphi_q} \left[\varphi_q (\cos \varphi_q - \cos \varphi_n) + \sin \varphi_q - \sin \varphi_n + \varphi_n \cos \varphi_n - \varphi_q \cos \varphi_q \right]; \quad (14)$$

$$P_x = \frac{bR_r \Delta p_n}{\varphi_q - \varphi_n} \left[\varphi_q (\sin \varphi_q - \sin \varphi_n) + \cos \varphi_n - \cos \varphi_q + \varphi_n \sin \varphi_n - \varphi_q \cos \varphi_q \right]. \quad (15)$$

Визначаємо суми проекцій

$$\Sigma P_y = P_{y.вих} + P_y; \quad \Sigma P_x = P_{x.вих} + P_x.$$

Визначаємо бічне зусилля, що діє на шестірню, згідно з виразом (10) та напрям його щодо осі за допомогою кута за формулою (11).

З метою аналізу впливу кутових довжин входу ($360^\circ - \varphi_q$) і виходу (φ_n) на величину та напрямок бічної сили наводимо її компоненти (12), (13), (14), (15) до безрозмірного вигляду, використовуючи вираз $J_i = P_i / bR_r \Delta p_n$

$$J_{y.вих} = 1 - \cos \varphi_n; \quad (16)$$

$$J_{x.вих} = \sin \varphi_n; \quad (17)$$

$$J_y = \frac{1}{\varphi_n - \varphi_q} \left[\varphi_q (\cos \varphi_q - \cos \varphi_n) + \sin \varphi_q - \sin \varphi_n + \varphi_n \cos \varphi_n - \varphi_q \cos \varphi_q \right]; \quad (18)$$

$$J_x = \frac{1}{\varphi_q - \varphi_n} \left[\varphi_q (\sin \varphi_q - \sin \varphi_n) + \cos \varphi_n - \cos \varphi_q + \varphi_n \sin \varphi_n - \varphi_q \cos \varphi_q \right]. \quad (19)$$

Визначаємо суми безрозмірних проекцій

$$\Sigma J_y = J_{y.вих} + J_y; \quad \Sigma J_x = J_{x.вих} + J_x.$$

Безрозмірна результуюча всіх сил тиску

$$J_6 = \sqrt{(\Sigma J_y)^2 + (\Sigma J_x)^2}, \quad (20)$$

а тангенс кута нахилу її до осі

$$tg \alpha = \Sigma J_x / \Sigma J_y. \quad (21)$$

УДК 621.9: 519 256

АНАЛІЗ МІЦНОСТІ ФРЕЗ ДЛЯ ОБРОБКИ Т-ПОДІБНИХ ПАЗІВ*О. А. Папаїка, О. М. Гнисько, А. В. Кузнецова**Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Для аналізу міцності Т-подібних фрез виділено три основні групи існуючих конструкцій:

- із суцільним перетином фрези (без подачі мастильно-охолоджувального технологічного засобу МОТЗ або з подачею МОТЗ поливом по каналах зовнішнього сопла);
- з перетином фрези, що має осьовий канал (з подачею МОТЗ по каналу в тілі фрези);
- з перетином фрези, що має осьовий і радіальні канали (з подачею МОТЗ по каналах у тілі фрези).

Виконаний аналіз конструкцій і сил, що формуються при фрезеруванні Т-подібних пазів, а також досвід експлуатації фрез показав, що потенційно небезпечними є:

- перетин хвостовика в місці закріплення у верстатному оправленні (суцільний перетин, і перетин з осьовим отвором для подачі МОТЗ);
- перетин у ніжок зубців фрези;
- перетин радіальних каналів для подачі МОТЗ.

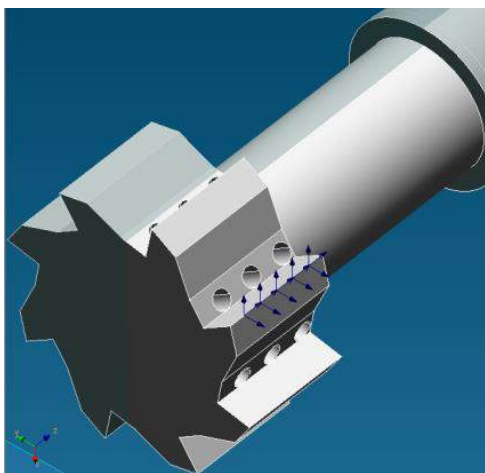
Аналіз і вибір методів і засобів розрахунків і визначення діючих напружень

Рис. 1 – 3D модель
Т-подібної фрези з осьовим
і радіальними каналами для
подачі МОТЗ

На підставі аналізу конструкції Т-подібних фрез виконаємо оцінку їх міцності на основі комп'ютерного моделювання з використанням кінцево-елементного аналізу в середовищі Solidworks Simulation.

На першому етапі розрахунку в середовищі Solidworks створено 3D модель фрез із суцільним перетином, а також з осьовим і радіальними каналами для подачі МОТЗ (рис. 1).

На другому етапі в модулі Simulation до зуба фрези прикладені сили, що виникають при різанні (рис. 1).

На третьому етапі в модулі Simulation виконана розбивка моделей на кінцево-

елементну сітку.

На четвертому етапі в модулі Simulation виконується розрахунок моделей.



На підставі аналізу отриманих результатів розрахунку встановлене:

- найбільші еквівалентні напруження мають місце в зоні галтельного переходу від шийки фрези до її хвостовика, який у цьому випадку є концентратором напружень (рис. 2);
- для фрези суцільного перетину (рис. 2, а) значення діючих еквівалентних напружень у зазначеній зоні становить $\sigma_{\Sigma} = 380$ МПа (коефіцієнт запасу міцності рівний 3);
- для перетину з осьовим і радіальними отворами для подачі МОТЗ (рис. 2, б) значення діючих еквівалентних напружень у цій же зоні становить $\sigma_{\Sigma} = 395$ МПа (коефіцієнт запасу міцності рівний 2,9).

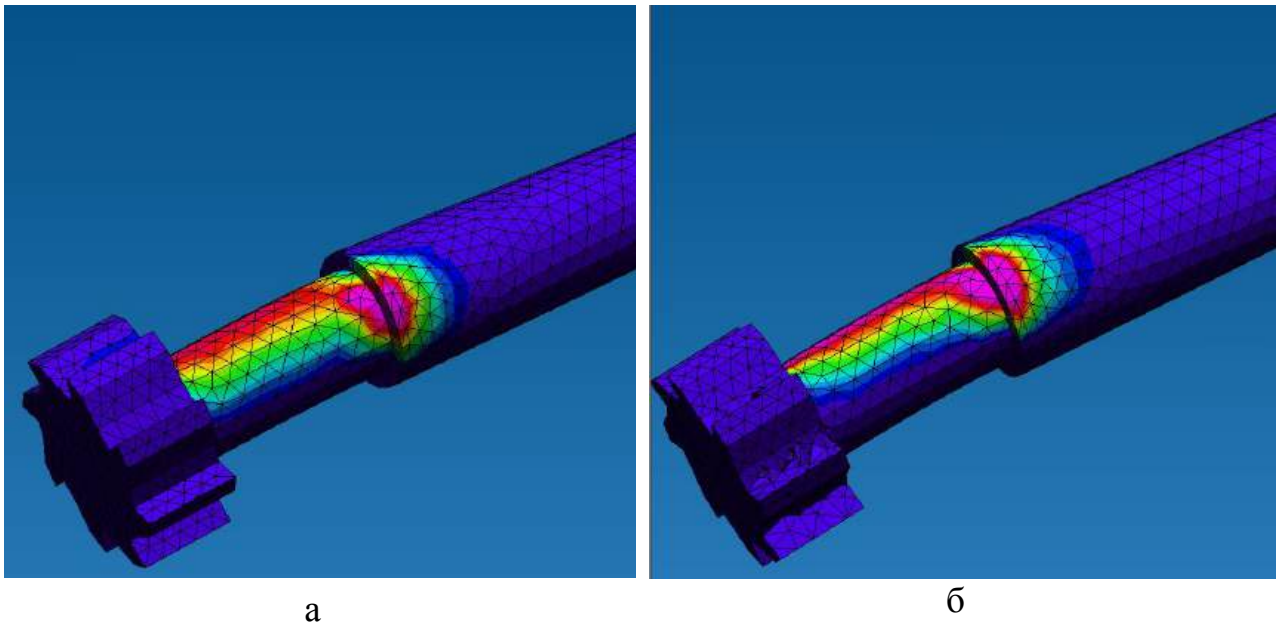


Рис. 2 – Розподіл коефіцієнта запасу міцності фрези:

а) із суцільним перетином; б) з осьовим отвором для подачі МОТЗ

Отримані результати оцінки міцності Т-подібних фрез показали, що наявність осьового і радіальних каналів у тілі фрези незначно (не більше ніж на 4%) знижує значення коефіцієнта запасу міцності і підвищує значення еквівалентних напружень.

З наведеного випливає висновок, про те, що вдосконалювання конструкції Т-подібних фрез за рахунок виготовлення осьового і радіальних отворів у тілі інструмента для подачі МОТЗ не обмежує його міцність. Це дозволяє розглядати фрези такої конструкції перспективними для підвищення продуктивності обробки профільних пазів.



УДК 621.822.173

АНАЛІЗ ВІЗУАЛІЗАЦІЇ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ ПОТОКУ В ШЕСТЕРНОМУ НАСОСІ ІНСТРУМЕНТАМИ COMPUTER VISION

І. Романенко, О. Білогуб

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

Через особливість робочого процесу шестерного насосу вивчення впливу зовнішніх факторів та режимів роботи на основні елементи конструкції дуже ускладнено. Але для виходу за обмеження класичних рішень необхідно детально аналізувати робочий процес та вплив різних факторів на працездатність конструкції.

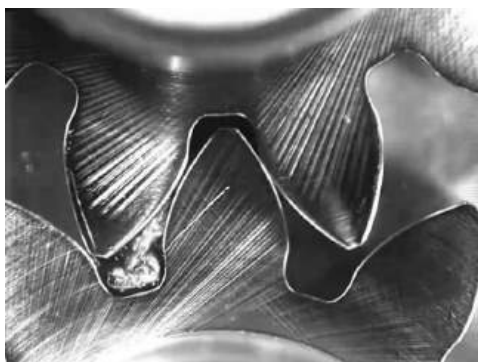
Виходячи з наявних інструментів, та бази експериментальних даних [1], було вирішено провести аналіз результатів візуалізації потоку в зоні зчеплення шестерень інструментами комп'ютерного зору (Computer Vision, далі CV). З метою детального вивчення поведінки потоку в зоні зчеплення. Для цього було запропоновано провести попередній аналіз можливості використання наявної експериментальної бази і виділено дві основні задачі:

- автоматизація сегментації відео з метою локалізації зони аналізу до зони потоку;
- аналіз можливих методів обробки зображення для визначення зон потоку і швидкості робочої рідини.

Першочергово проведена робота по підготовці відеоряду. Було виконано декілька ітерацій по визначенню найбільш підходящого методу обробки зображення. Розглянуто алгоритм Chan-Vese [2], ручну сегментацію та фільтрацію зображення (Рис. 1).

В результаті виявлено, що жоден із цих варіантів обробки зображення не досягає потрібної якості сегментації, в нашому випадку, та/або взагалі робить аналіз зображення не можливим. Тому, наступним кроком було перевірено метод сегментація за допомогою моделі. Цей метод полягає в тому, що за допомогою певного шаблону, для циклічно повторюваного сегменту, можна видалити/замінити частину зображення що не є інформативною для аналізу. В даному випадку це контур шестерні. Для цього виконано креслення контур шестерні, відповідно до параметрів оригінальної шестерні [3].

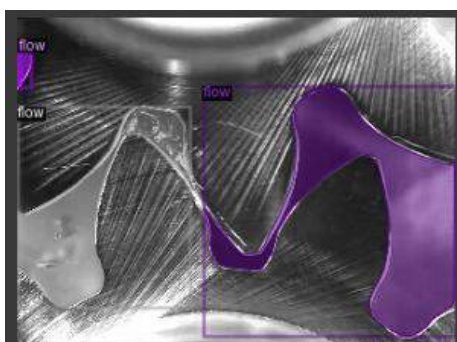
Через те що на відео є відхилення форми зубів від креслення, що можливо трапилось через відхилення положення камери, то довелось корегувати шаблон по контуру шестерні виходячи з відео. В результаті було досягнуто значно кращої якості ніж у всіх попередніх варіантах. Цей варіант сегментації взятий за основу для подальшої роботи з відео.



Оригінальне зображення [1]



Алгоритмом Chan-Vese після
50 ітерацій



Ручна сегментація

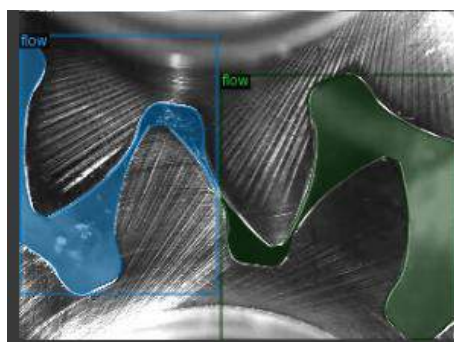
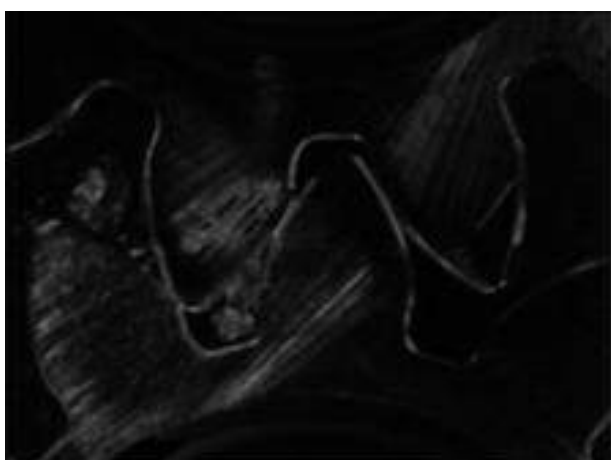


Рис. 1 – Сегментація зображення



Медіанним фільтром



Фільтром Собеля

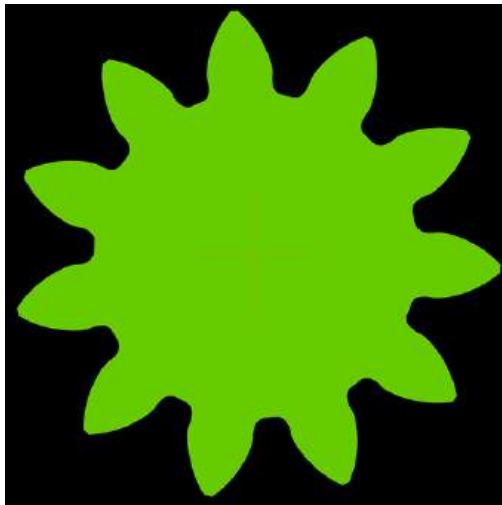
Рис. 2 – Фільтрація зображення від шумів

Наступним етапом виконано аналіз можливих методів визначення швидкості потоку по відео з якого обрано OpticalFlow [4] як інструмент що має краще співвідношення швидкості розрахунку, кількості налаштувань моделі та точності отриманого результату. Було виконано декілька ітерацій в налаштуванні моделі, зміні роздільної здатності зображення та інтервалу між кадрами та обрано оптимальне значення.

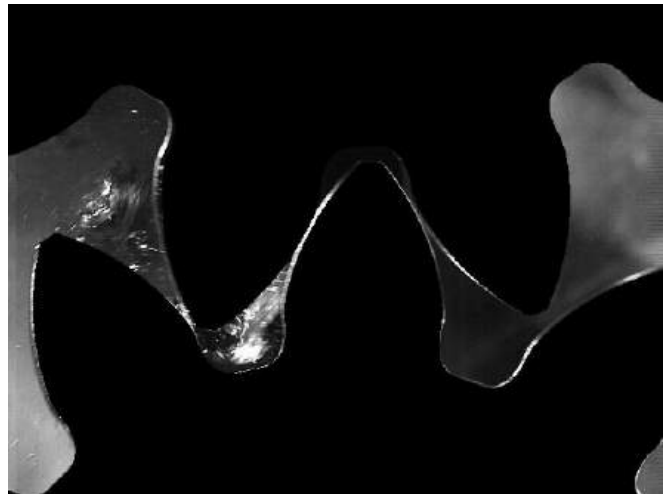
В результаті проведена обробка одного фрагменту експериментального відео та отримані рекомендації для подальшої роботи в напрямку аналізу



результатів візуалізації які можуть надалі слугувати для верифікації розрахункових CFD моделей.



Контур шестерні



Результат сегментації

Рис. 3 – Сегментація за допомогою моделі

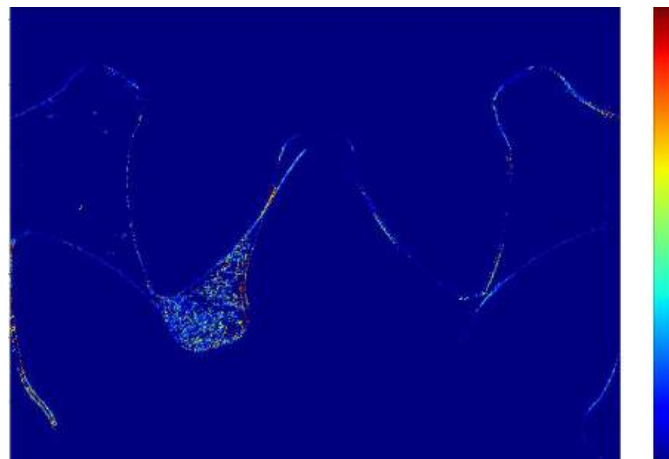


Рис. 4 – Результат обробки відео алгоритмом Optical Flow

Перелік використаної літератури

1. Kostiuk, D. V. Increasing Efficiency of the Gear Pump by Reducing the Intensity of Cavitation Phenomena in Its Working Cavities [Text] / D. V. Kostiuk // Ph.D. Dissertation, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine, 17 May 2017
2. Getreuer, "Chanvese segmentation," Image Processing OnLine [Text]. – 2012. – Vol. 2. – P. 214–224. DOI: 10.5201/ipol.2012.g-cv.
3. Romanenko, I. Modeling the Meshing Procedure of the External Gear Fuel Pump Using a CFD Tool [Text] / I. Romanenko, Y. Martseniuk, O. Bilohub // Computation. – 2022. – Vol. 10, iss. 7. – article no. 114. DOI: 10.3390/computation10070114.
4. W H Warren, Optic Flow. In: Allan I. Basbaum, Akimichi Kaneko, Gordon M. Shepherd and Gerald Westheimer. The Senses: A Comprehensive Reference, Vision II, Thomas D. Albright and Richard Masland. San Diego: Academic Press. – 2008. – Vol 2. – P. 219-230. DOI: 10.1016/B978-012370880-9.00311-X



УДК 621.822.173

АНАЛІЗ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ПАЛИВНОГО ШЕСТЕРНОГО НАСОСУ З ЗАСТОСУВАННЯМ СТРУМИННОГО НАСОСУ В ЯКОСТІ СТУПЕНЯ ПІДКАЧУВАННЯ

І. Романенко, О. Білогуб

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

Проектування шестерних насосів виконується для одного режиму, і найчастіше це режим з мінімальною частотою обертання і високим рівнем споживання. Для газотурбінних двигунів це наземний режим, на якому літак працює декілька хвилин від усього польотного циклу. На інших режимах продуктивність насоса є надлишковою, сягаючи більш ніж двократного значення відносно потрібної для деяких режимів. Через надлишкову продуктивність для узгодження роботи двигуна і насоса застосовують переливні клапани. Такий підхід є класичним рішенням, але зумовлює додаткові механічні втрати і, як результат, знижує ефективність використання насосного комплексу на протязі польоту. Звісно, виникає потреба знаходження інших засобів узгодження продуктивності насоса з потрібною витратою палива двигуна. Тому проведено аналіз можливості покращення ефективності насосного комплексу в рамках класичної схеми коробки приводів за рахунок заміни переливного клапану на струминний насос. Для дослідження впливу струминного насоса на робочий цикл паливного шестерного насоса розглянуто прототип [1, 2], який є основним паливним насосом високого тиску двигуна транспортного літака, типовий польотний цикл якого [3] використано для аналізу робочого циклу насоса.

Відповідно до польотного циклу [3] і параметрів прототипу [2], виконано розрахунки для визначення продуктивності насоса в залежності від режиму роботи двигуна. Виявлено, що на режимі земного малого газу (ЗМГ) найменша різниця між потрібною продуктивністю та продуктивністю насоса становить 8%, а найбільша – 79% на макс. тривалому. Така різниця утворюється через пряму залежність частоти обертання насоса від частоти обертання ротора двигуна, що приводить до розбалансування потреб двигуна і обертів насосу. Але, якщо додати до аналізу ще й часову складову, то ситуація з розбалансуванням буде виглядати ще більш разючою. На максимальному тривалому режимі літак працює 168 хв, при цьому маючи розбалансування між продуктивністю насоса та потребами двигуна на рівні 79%, а на режимі з найменшим розбалансуванням двигун працює всього 9 хвилин.

Узгоджують режими зазвичай за допомогою переливного клапану, що зазвичай входить до насосного комплексу. Надлишкова частина палива переливається з виходу насоса на вхід [2] і частина енергії приводу перетворюється в теплову.

Головними позитивними рисами цієї традиційної схеми є її простота і вживаність на сучасних газотурбінних двигунах (ГТД), де паливний насос має



привід від коробки приводів і жорстко прив'язаний до обертів ротора, але це створює додаткові витрати енергії та знижує ефективність насосного комплексу.

«Ідеальним» рішенням є роз'єднання привода насоса і ротора двигуна [4]. Для цього застосовують в якості привода електродвигун. Недоліком такого рішення є додаткова маса електродвигуна, складніша система керування насоса, але на противагу цьому можна отримати повну відповідність між потрібною та наявною продуктивністю.

Компромісним рішенням, із застосуванням традиційного приводу, є використання струминного насоса замість переливного клапана (рис. 1, 2).

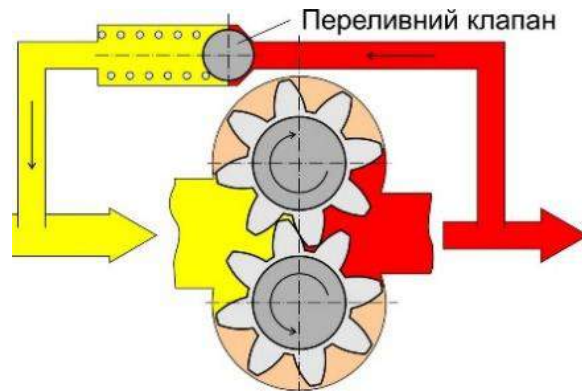


Рис. 1 – Схема з використанням переливного клапана

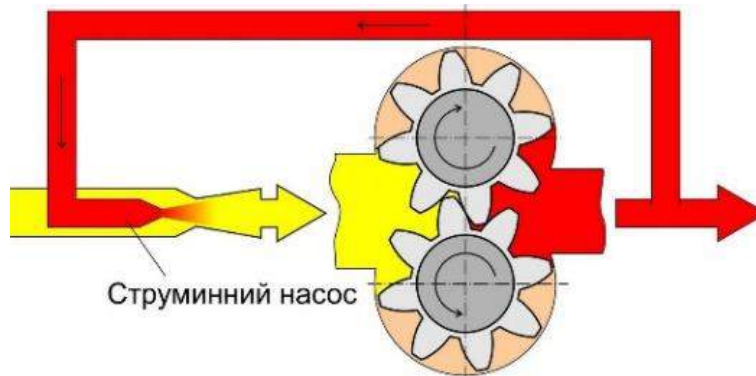


Рис. 2 – Схема з використанням струминного насоса

Основною перевагою цієї схеми є збільшення ефективності робочого циклу насоса та насосного комплексу в цілому, а також збільшення тиску на вході до насоса. Але і недолік теж є – це збільшення габаритів порівняно зі схемою з переливним клапаном.

Наведені вище особливості використання шестеренних насосів у паливних системах ГТД і можливості, пов'язані з використанням схеми зі струминним насосом зумовлюють необхідність дослідження ефективності застосування такої схеми.

В проектному розрахунку першочергово розглянуто відносні характеристики підвищення тиску та ефективності. Геометричні і режимні граничні умови прийнято з урахуванням переливу пального відносно узагальненого польотного циклу. Отримані характеристики взято за основу при виборі геометричних співвідношень струминного насоса для режимів з найвищими показниками підвищення тиску та ефективності. На підставі цих результатів отримано геометричні розміри основних перерізів та значення



підвищення тиску на виході зі струминного насоса. Виходячи з даних щодо підвищення тиску перед шестеренним насосом, отримано відносну характеристику зниження споживаної потужності на валу цього насоса.

За результатами проектувального розрахунку із використанням характеристик струминного насоса виконано розрахунок і аналіз ефективності застосування запропонованої схеми.

Виявлено, що застосування струминного насосу дозволяє із використанням класичної коробки приводів без додаткових ускладнень конструкції підвищити ефективність насосного комплексу до 50 % без урахування вторинних економічних чинників, що можуть значно перевищити первинні.

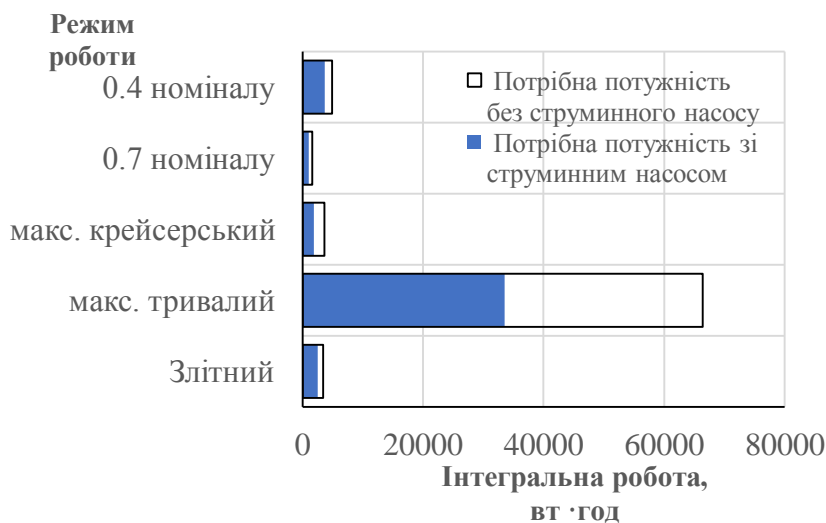


Рис. 3 – Інтегральна робота на приведення насоса на відповідному режимі з використанням струминного насоса та без нього

Перелік використаної літератури

1. Романенко, І. С. Аналіз особливостей моделювання процесів в топливних шестеренних насосах ГТД [Текст] / І. С. Романенко, О. В. Білогуб // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2020. – № 7. – С. 24-30. DOI: 10.32620/aktt.2020.7.04.

2. Працездатність підшипників ковзання як опор шестерень основного паливного насосу ГТД [Текст] / О. В. Білогуб, І. С. Романенко, О. В. Гудошник, С. О. Тристан // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2021. — № 2. – С. 52-58. DOI: 10.32620/aktt.2021.2.06

3. Марценюк, Є. В. Моделювання нестационарного термонапруженого стану елементів ГТД [Текст] / Є. В. Марценюк. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського "Харків. авіац. ін-т", 2022. – 88 с.

5. Architecture of Distributed Control System for Gearbox-Free More Electric Turbofan Engine [Text] / V. Popov, S. Yepifanov, Y. Kononykhyn, A. Tsaglov. – Aerospace. – 2021. – Vol. 8, iss. 11. – Article no. 316. DOI: 10.3390/aerospace8110316.



УДК 621.452

ВИДІЛЕННЯ КОРИСНОЇ СКЛАДОВОЇ У ВІБРОСИГНАЛІ ПІДШИПНИКА

Сяосюй Ян, В. С. Чигрин

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

Особливість віброакустичної діагностики полягає в тому, що сигнал, що сприймається датчиком вібрації, містить не лише потрібну інформацію, але і масу перешкод, тому необхідно виділити корисний сигнал на тлі перешкод. Для цієї мети використовують фільтрацію, стробування, детектування і інші операції. З цією ж метою точки виміру доцільно вибирати максимально наближеними до потенційних джерел збудження коливань при появі дефекту.

Для виявлення закономірностей у випадкових віброакустичних процесах застосовують різні оператори згладжування випадкових флуктуацій: оператори математичного очікування, поточного середнього, експоненціального згладжування, внаслідок чого отримують згладжену функцію спостережень. Поточне середнє розраховується за формулою:

$$\bar{X}_T = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \approx \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i, \quad (1)$$

де x_i – результат i -го спостереження; \bar{X}_T – згладжене значення залежності $x(t)$.

При проведенні досліджень було проаналізовано можливість використання для поліпшення відношення «сигнал/перешкода» медіанної фільтрації вібросигналу.

Медіанні фільтри досить часто застосовуються на практиці як засіб попередньої обробки цифрових даних. Специфічною особливістю фільтрів є явно виражена вибіркковість по відношенню до елементів масиву, які є немонотонною складовою послідовності чисел в межах вікна (апертури) фільтру, і що різко виділяються на тлі сусідніх відліків. В той же час на монотонну складову послідовності медіанний фільтр не діє, залишаючи її без змін. Завдяки цій особливості медіанні фільтри при оптимально вибраній апертурі можуть, наприклад, зберігати без спотворень різкі межі об'єктів, ефективно пригнічуючи некорельовані або слабо корельовані перешкоди і малорозмірні деталі. Ця властивість дозволяє застосовувати медіанну фільтрацію для усунення аномальних значень в масивах даних, зменшення викидів і імпульсних перешкод.

Характерною особливістю медіанного фільтру є його нелінійність. У багатьох випадках застосування медіанного фільтру виявляється ефективнішим в порівнянні з лінійними фільтрами, оскільки процедури лінійної обробки є оптимальними при рівномірному або Гаусовому розподілі перешкод, що в реальних сигналах може бути далеко не завжди. У випадках, коли перепади



значень сигналів великі в порівнянні з дисперсією аддитивного білого шуму, медіанний фільтр дає менше значення середньоквадратичної помилки в порівнянні з оптимальними лінійними фільтрами. Особливо ефективним медіанний фільтр виявляється при очищенні сигналів від імпульсних шумів при обробці віброакустичних сигналів.

Медіанний фільтр є віконним фільтром, що послідовно ковзає по масиву сигналу, і який повертає на кожному кроці один з елементів, що потрапили у вікно (апертуру) фільтру. Вихідний сигнал y_k ковзаючого медіанного фільтру шириною $2n + 1$ для поточного відліку k формується з вхідного тимчасового ряду $\dots, x_{k-1}, x_k, x_{k+1} \dots$ відповідно до формули:

$$y_k = \text{med}(x_{k-n}, x_{k-n} + 1, \dots, x_{k-1}, x_k, x_{k+1}, \dots, x_{k+n} - 1, x_{k+n}), \quad (2)$$

де $\text{med}(x_1, \dots, x_m) = x_{n+1}$, x_m – елементи варіаційного ряду, тобто ранжовані в порядку зростання значень x_m :

$$x_1 = \min(x_1, x_2, \dots, x_{2n+1}) \leq x(2) \leq x(3) \leq \dots \leq x_{2n+1} = \max(x_1, x_2, \dots, x_{2n+1}).$$

Таким чином, медіанна фільтрація здійснює заміну значень відліків в центрі апертури медіанним значенням початкових відліків усередині апертури фільтру. На практиці апертура фільтру для спрощення алгоритмів обробки даних, як правило, встановлюється з непарним числом відліків.

Медіанні фільтри при оптимально вибраній апертурі можуть зберігати без спотворень різкі межі об'єктів, пригнічуючи некорельовані і слабо корельовані перешкоди і малорозмірні деталі. За аналогічних умов алгоритми лінійної фільтрації неминуче «змащує» різкі межі і контури об'єктів. На рис. 1 наведений приклад обробки сигналу з імпульсними шумами медіанним і трикутним фільтрами з однаковими розмірами вікна $N = 3$.

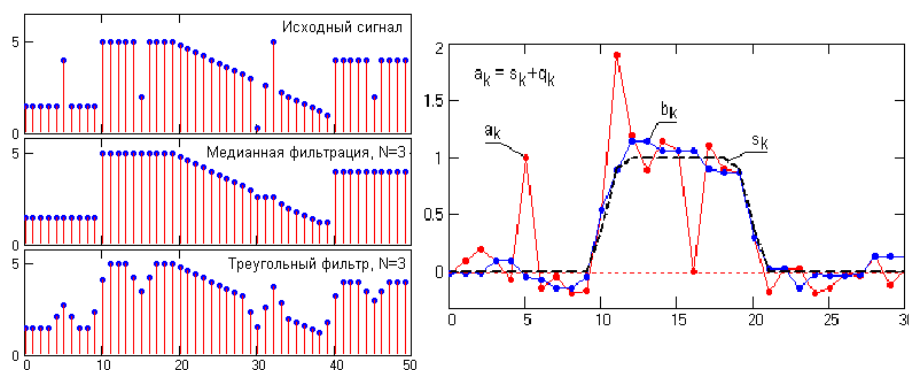


Рис. 1 – Приклад медіанної фільтрації модельного сигналу a_k , складеного з детермінованого сигналу s_k в сумі з випадковим сигналом q_k , що має рівномірний розподіл з поодинокими імпульсними викидами

На рис. 2 приведені 100 с запису зареєстрованого на крейсерському режимі польоту рівня віброшвидкості на передньому корпусі компресора ТРДД, сигналу, згладженого усереднюванням по трьох точках і сигналу, обробленого ковзаючим медіанним фільтром.

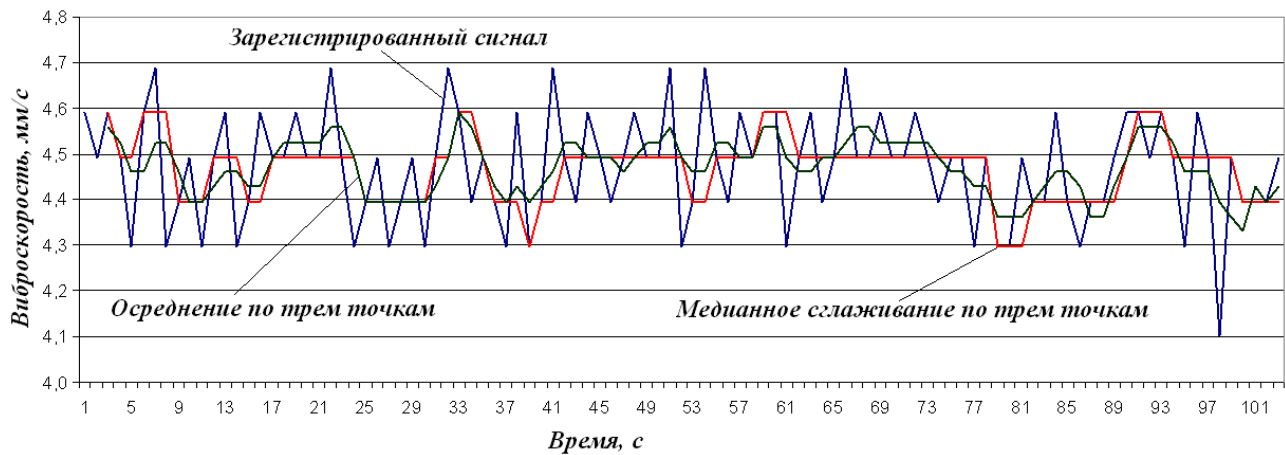


Рис. 2 – Рівні віброшвидкості, що оброблені різними способами

Було також виконано медіанну фільтрацію по п'яти, семи і 21 точкам. За результатами обробки можна зробити наступні висновки:

Достоїнства медіанних фільтрів:

- проста структура фільтру, як для апаратної, так і для програмної реалізації;
- фільтр не змінює ступінчасті і пілкоподібні функції;
- фільтр добре пригнічує поодинокі імпульсні перешкоди і випадкові шумові викиди відліків.

Недоліки медіанних фільтрів:

- медіанна фільтрація є нелінійною, оскільки медіана суми двох довільних послідовностей не дорівнює сумі їх медіан, що у ряді випадків може ускладнювати математичний апарат аналізу сигналів;
- фільтр викликає сплющення вершин трикутних функцій;
- пригнічення білого і Гаусовського шуму менш ефективно, чим у лінійних фільтрів;
- при збільшенні розмірів вікна фільтру відбувається розмиття крутих змін сигналу і стрибків.

Висновок: медіанний фільтр можливо використати для згладжування вібросигналів, проте питання вимагає проведення подальших досліджень.

Перелік використаної літератури

1. Чигрин, В. С. Віброакустика і вібродіагностика газотурбінних двигунів [Текст] : навч. посіб. / В. С. Чигрин, С. І. Суховій. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харк. авіац. ін-т», 2012. – 264 с.

УДК 624.01

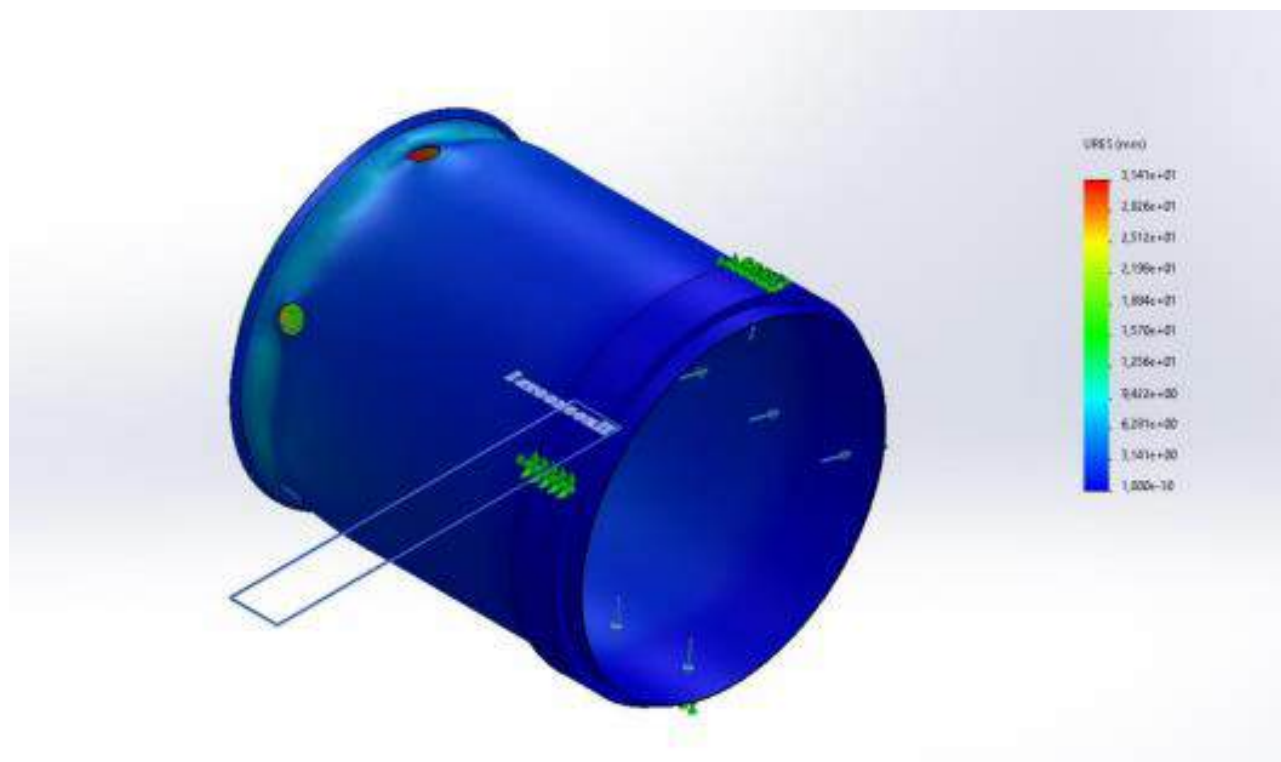
ДО ПИТАННЯ ПОСИЛЕННЯ ВСТАНОВЛЮВАЛЬНИХ ОТВОРІВ РІДИННИХ РЕЗЕРВУАРІВ

М. О. Чиркун, Н. М. Московська

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

Специфіка конструкції рідинних резервуарів фасувальних машин вимагає наявності великої кількості отворів, призначених під установку дозаторів. Така кількість отворів може привести к значній деформації конструкції та являє собою множинний концентратор напруги. Класичним прийомом щодо запобігання такої проблеми є використання підсилюючих елементів. Метою даного дослідження є розгляд НДС (напружено-деформованого стану) непосиленої конструкції та двох варіантів посилення для виявлення найбільш стабільного варіанта, що сприятиме установці дозатора без перекосу (що є необхідною умовою центрування тари під наливним патроном).

1. Непідсилена конструкція (рис. 1).

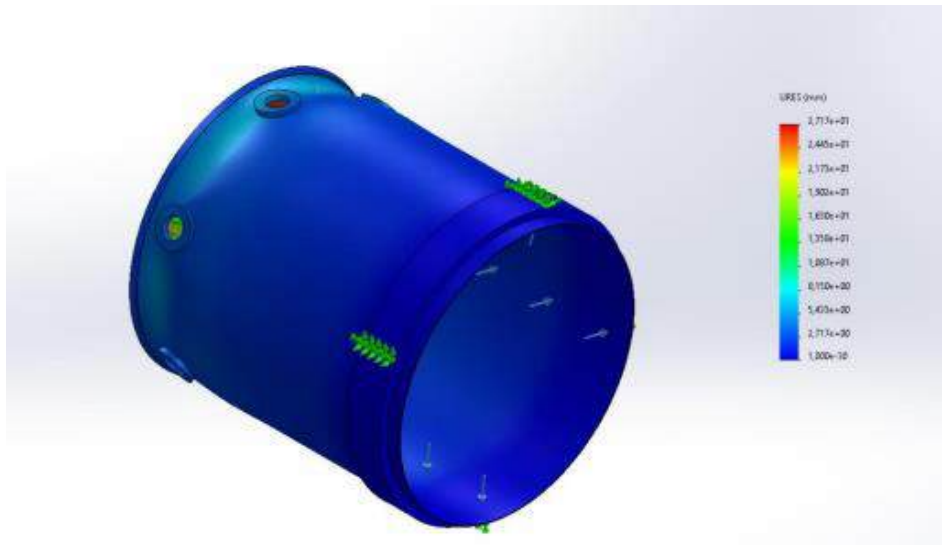


Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0,000e+00mm Node: 1538	3,141e+01mm Node: 6261

Рис. 1 – Деформація непосиленої конструкції



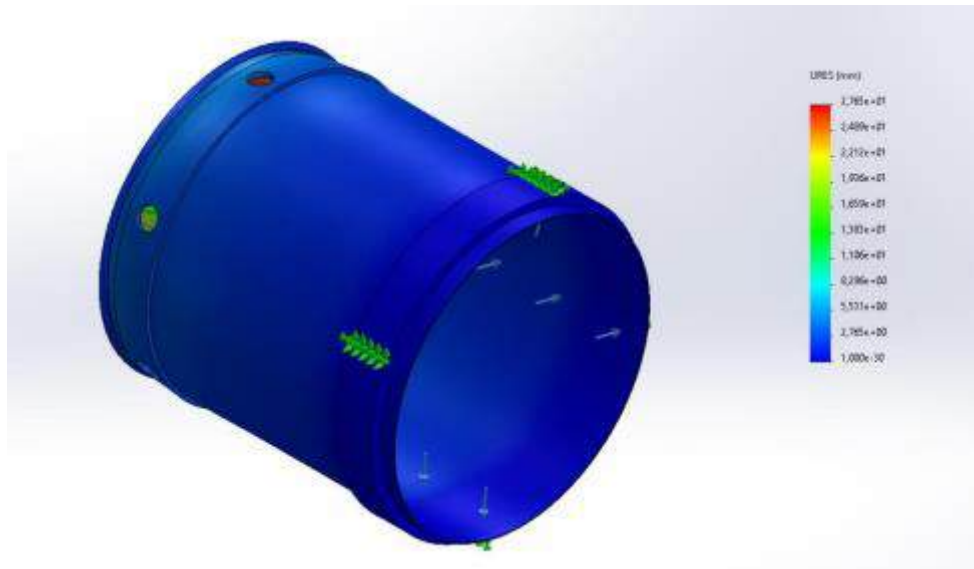
2. Класичне посилення отворів (рис. 2).



Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0,000e+00mm Node: 902	2,717e+01mm Node: 2640

Рис. 2 – Деформація баку з кільцевим підсиленням отворів

3. Підсилення типу «хомут» (рис. 3).



Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0,000e+00mm Node: 943	2,765e+01mm Node: 2709

Рис. 3 – Деформація баку з підсиленням отворів типу «хомут»

За результатами проведеного дослідження можна зробити висновки, що найбільшу стабільність форми у зоні установки дозувальних патронів за параметрами деформації забезпечує підсилення типу «кільце» (максимальна деформація складає 2,72 мм).



УДК 621.452.3-226.2-71(075.8)

ОПТИМІЗАЦІЯ ЗОНИ З'ЄДНАННЯ ДИСКА ТУРБІНИ З ВАЛОМ ЗА РЕЗУЛЬТАТОМ КІНЦЕВО-ЕЛЕМЕНТНОГО АНАЛІЗУ

М. С. Шиян, Є. В. Марценюк

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

Диски компресорів і турбін ГТД відносяться до категорії основних деталей, руйнування яких може мати катастрофічні наслідки для двигуна, а в деяких випадках і для літального апарату загалом. Забезпечення роботоздатності та надійності дисків становить одну з основних проблем проектування двигуна. Складність полягає в тому, що диски сучасних двигунів, особливо диски ТВТ, працюють в умовах тривалого впливу вкрай високих циклічних навантажень та температур.

Як правило, процес проектування нового виробу ґрунтується на накопиченому досвіді та існуючих прототипах. При проектуванні дисків найчастіше доводиться вирішувати обернену задачу, яке ставлять так: якими мають бути форма і розміри при вибраному матеріалі, щоб виконувались умови міцності, вимоги до конструктивних і вагових обмежень тощо. Якщо якась із вимог не виконується, вносять зміни до конструкції. Це призводить до багаторазових ітерацій, що потребує значних витрат за часом і не завжди гарантує найкраще рішення.

Застосування сучасних розрахункових програмних комплексів, заснованих на методі кінцевих елементів, дозволяє суттєво автоматизувати і цим прискорити процес оптимізації конструкції за заданими критеріями. У програмі ANSYS оптимізація проектних розробок є комп'ютерною технологією, що полягає у виборі оптимального проекту з кількох за допомогою кінцево-елементного аналізу. Розробник вибирає критерії та обмеження проекту і створює таку ж параметричну модель, як і під час параметричного проектування. Процедура оптимізації керує виконанням аналізу на основі прийняття рішення про значення параметрів, що використовуються при пробних розрахунках. Засоби оптимізації програми ANSYS дозволяють оптимізувати фактично будь-який об'єкт проекту: форму силового елемента, значення напружень, власних частот і температур, потенціали магнітного поля та інші дискретні величини, а не тільки вартість проекту або вагу конструкції, як у більш обмеженому підході.

Ця робота спрямована на оптимізацію місця з'єднання диска турбіни високого тиску з валом за критерієм міцності. З'єднання диска з валом здійснюється через перемичку, яка закінчується фланцем (рис. 1, а). Перемичка навантажена значними напруженнями вигину, що спричинені радіальним переміщенням маточини диска на робочих режимах. У номінальній конструкції має місце високий рівень осьових напружень на зовнішній і внутрішній поверхнях перемички в місці її примикання до диска. Концентрація обумовлена наявністю трьох концентраторів: верхнього і нижнього заокруглення та отвору.



Рекомендовані шляхи зменшення рівня номінальних напружень в перемичці зазвичай такі: розташовувати перемичку, на такому радіусі, де різниця в радіальних переміщеннях фланців вала і диска є мінімальною, і збільшити осьовий розмір перемички. Але ці шляхи вимагають істотних змін у конструкції диска і не можуть бути впроваджені з огляду на габаритні обмеження. Авторами роботи запропоновано альтернативний варіант. Він полягає у заміні виду навантаження – переході від чистого вигину до комбінації вигину та розтягування. Це реалізується шляхом зміни форми циліндричної перемички на конічну (рис. 1, б).

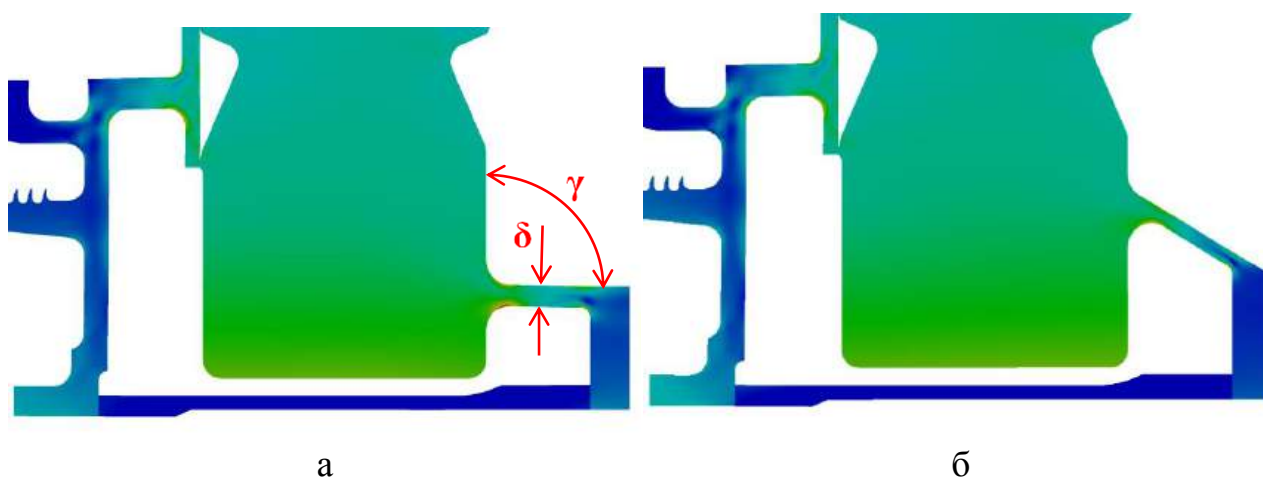


Рис. 1 – Зона з'єднання диска ТВТ з валом:
а – номінальна конструкція; б – результат оптимізації

Як керуючі параметри обрані кут нахилу перемички до бічної стінки диска та її товщина. Додатковими обмеженнями є форма та розміри диска та фланця – вони мають залишатися без змін. Радіуси переходу між перемичкою та диском також не змінюються. Проаналізовано варіанти комбінацій: кута нахилу – 90° , 100° , 110° , 120° , і товщини – 3, 4,5, 5,5 мм. Номінальна геометрія відповідає комбінації кута 90° і товщини перемички 4,5 мм. Оптимізація напруженого стану диска було проведено з урахуванням його теплового стану і силових навантажень, що відповідають максимальному режиму роботи двигуна. Всі розрахунки виконано у стаціонарній постановці, а перехідні процеси, що пов'язані з поширенням тепла під час зміни режиму роботи до уваги не приймалися. В результаті вдалося зменшити концентрацію напружень в аналізованій зоні більше ніж на 18%.

Продовження цієї роботи буде спрямовано на оптимізацію інших зон концентрації напружень в номінальній конструкції досліджуваного диска.



САК і діагностика

УДК 621.45

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДВОДВИГУНОВОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ВЕРТОЛЬОТА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ СИНХРОЗІЗАЦІЇ

Я. С. Веклич, О. В. Бондаренко

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

З 1990-х системи автоматичного керування (САК) вертолітних двигунів розвиваються у бік інтеграції. Проте вимоги до бойових вертольотів постійно посилюються. ГТД обґрунтовано стали основою силових установок вертольотів. Зазвичай у силовій установці використовуються два двигуни. Для успішного керування вертольотом необхідно підтримувати сталість частоти обертання ротора. Причиною є те, що передатним відношенням редуктора неможливо керувати, а питома витрата палива ТВаД має оптимум у порівняно вузькому діапазоні частоти обертання. Однак характеристики цих двигунів різняться внаслідок впливу виробництва та експлуатації. Тому регулятор повинен забезпечувати рівність потужностей двигунів у середньому під час їхньої роботи. Для цього він вирішує завдання синхронізації двигунів.

При синхронізації необхідно враховувати ресурс двигунів та трансмісії, а також рівень їхньої деградації. Тому завдання синхронізації є ключовим при проектуванні САК вертольотних двигунів, і воно привертало увагу багатьох дослідників. Gaulmin та ін. [1] запропонували метод та систему управління подачею палива для врівноваження потужностей двох двигунів.

Важко знайти компроміс між синхронізацією потужності та керуванням частотою обертання ротора. Для звичайного регулятора це пов'язано з недостатніми можливостями прогнозувати зміну параметрів та розділяти їх. Для забезпечення синхронізації доводиться жертвувати якістю керування частотою обертання. На відміну від цього, метод модель-орієнтованого керування (МОК) може вирішувати подвійне завдання керування нелінійними нестационарними системами (забезпечення заданих частот обертання та крутильних моментів вільних турбін). Відомі робастні та нелінійні методи МОК, які ефективно вирішують завдання управління в умовах складних обмежень та обурень. Wang та ін. [2] розглянули застосування НМОК до вертольотного двигуна. Вони розробили регулятор, заснований на використанні векторної рекурсивної МНК-регресії пониженого порядку. Однак об'єктом був один двигун і проблема синхронізації не розглядалася [3].

Для усунення цього недоліку запропоновано метод модель-орієнтованого замкнутого керування частотою обертання та двоспрямованою синхронізацією крутильних моментів.

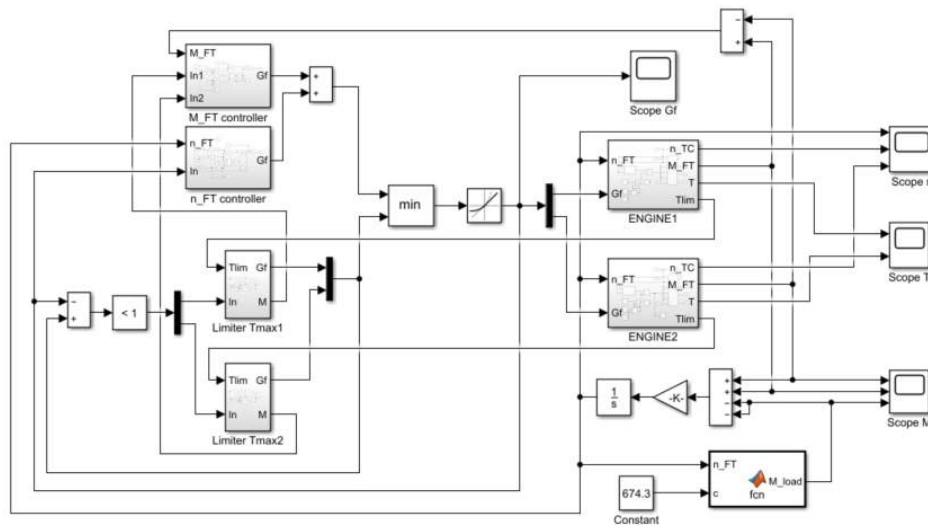


Рис. 1 – Загальна схема

Витрата палива, що надходить до кожного двигуна, обирається селектором мінімуму між витратою палива, що обмежує максимальну температуру газу за турбіною, та витратою палива, що забезпечує задану частоту обертання вільної турбіни та синхронізує значення крутильних моментів.

Оскільки система керування має змінну структуру (відбувається перемикання з регулятора температури на регулятор частоти обертання) то виникає проблема не притаманна лінійним системам – переповнення або «засмічення» інтегральної складової.

Обмежувач температури являє собою суму витрати палива, що визначається за моделлю для забезпечення гранично допустимої температури та І-регулятора. Інтегральна складова мінімізує статичну похибку. Для унеможливлення засмічення інтегральної складової при неробочому обмежувачі витрати палива процес її накопичення відбувається лише за однієї з наступних умов:

- 1) витрата палива, що надходить до двигуна, дорівнює витраті палива, що сформована обмежувачем;
- 2) температура газів в турбіні вище за максимально допустиму.

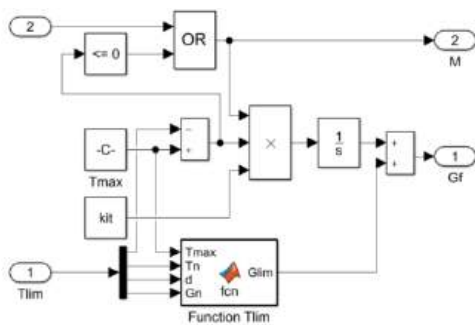


Рис. 2 – Обмежувач температури

Регулятор частоти обертання необхідний для підтримки частоти обертання вільних турбін в заданому діапазоні на різних режимах роботи двигунів. Для забезпечення постійної підтримки частоти обертання селектор мінімуму з'єднаний з регулятором зворотнім зв'язком, який вимикає інтегральну складову під час роботи обмежувача температури. Внаслідок цього вона захищена від засмічення, що дозволяє

швидко врегулювати частоту обертання після переходу від обмежувача температури на регулятор частоти обертання.

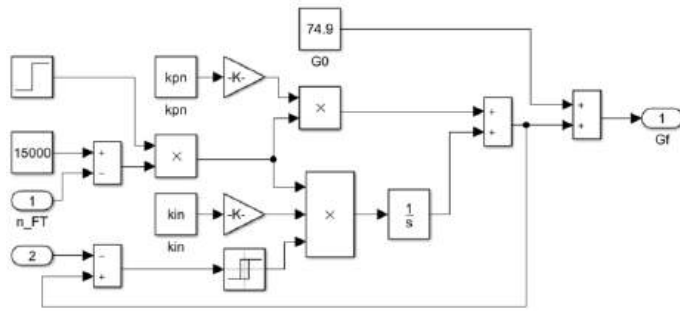


Рис. 3 – Регулятор частоти обертання

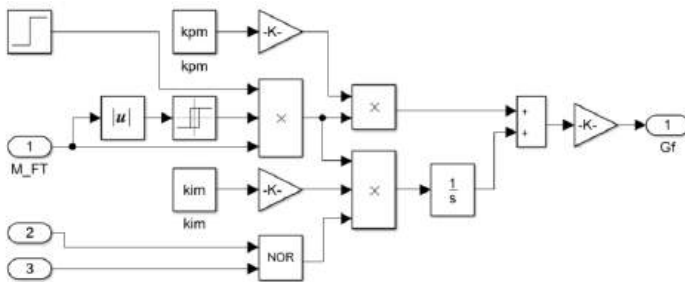


Рис. 4 – Синхронізатор крутильних моментів

Синхронізація значень крутильних моментів відбувається за допомогою ПІ-регулятора. Для унеможливлення засмічення інтегральної складової синхронізатора моментів та зниження частоти обертання синхронізація відбувається при досягненні розузгодження крутильних моментів певного значення та при обох неробочих обмежувачах температури.

Кожен з ПІ-регуляторів крутильних моментів та частоти обертання складається з двох складових, в одній з яких – добуток різниці моментів та частот обертання на коефіцієнт

пропорційності, а в другій – добуток інтегралу від різниці моментів та частот обертання на інтегральний коефіцієнт:

$$\begin{aligned} \delta G_{fn} &= kpn \cdot \Delta n_{FT} + kin \int \Delta n_{FT} dt, \\ \delta G_{fm} &= kpm \cdot \Delta M_{FT} + kim \int \Delta M_{FT} dt. \end{aligned} \quad (1)$$

Таким чином, розроблена математична модель дозволяє досліджувати роботу дводвигунової силової установки і синтезувати алгоритми синхронізації двигунів за частотою обертання роторів газогенераторів, температурою та потужністю, із аналізом взаємодії контурів синхронізації з автономними контурами регулювання та обмеження параметрів робочого процесу двигунів.

Перелік використаної літератури

1. Gaulmin, FX. Balancing the power of two turboshaft engines of an aircraft [Text] / FX. Gaulmin, L. Iraudo, D. Chaniot // United States patent US 9346553. – 2016 May 24.
2. Nonlinear model predictive control for the engine based on an integrated helicopter/turboshaft engine simulation platform [Text] / JK. Wang, HB. Zhang, XH. Huang, B.Lu // Acta Aeronautica et Astronautica Sinica. – 2012. – № 33(3):402. – P. 11.
3. Research on nonlinear model predictive control for turboshaft engines based on double engines torques matching [Text] / Y. Wang, Q. Zheng, Z. Du, H. Zhang // Chinese Journal of Aeronautics. – 2020. – № 33(2). – P. 561–571.



UDC 629.134.3:629.831.3.

OPTIMIZATION OF THE METERING PUMP CONTROL SYSTEM FOR ENHANCED FUEL METERING ACCURACY IN GAS-TURBINE ENGINES

D. K. Dmytriiev

National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute»

This research paper is devoted to improving the architecture of the control system for a gas turbine engine's metering pump to increase the accuracy of fuel metering. The object of study is an electric-driven metering pump and its interaction with a gas turbine engine. This unit plays an essential role in the modern approach to the philosophy of more electric aircraft, reducing the weight and complexity of the fuel system and improving its efficiency and reliability. Ensuring accurate fuel metering in a gas turbine engine is crucial for the system's efficient operation.

One of the affecting factors is the fuel metering instability due to variable external conditions, such as combustion chamber pressure. Modern software methods for modeling and developing control systems help to verify the control decisions' effectiveness.

The subject of the study is an improved control system for a metering pump and its integration with the gas-turbine engine (GTE). Fuel metering is controlled by changing the speed of the electric motor, which drives the gear pump that supplies fuel to the GTE. The value of the required fuel consumption is transmitted via the communication channel. However, due to the nonlinear dependence of the fuel consumption on the speed and variable external conditions, the metering accuracy decreases, which can negatively affect operation of the GTE. The paper proposes to use the data from the GTE sensors and the analytical model of the pump built into the control system to refine the motor speed and improve the metering accuracy.

To realize this idea, it is first necessary to develop a model of the physical processes of the GTE and the metering pump and integrate it with the control system model. After the theoretical part, it is necessary to develop and debug the control system for the electric motor hardware. Finally, it is required to conduct tests with different pressure parameters to confirm the effectiveness of the developed control system. The practical implementation of this approach will reduce the influence of variable external conditions on fuel consumption, increase the metering accuracy, and improve the operation of the gas turbine engine with minor changes in total structure.

УДК 621.22–5:62–31:62–82:62-522

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ АГРЕГАТУ РУЛЬОВОГО АР20Н ЗА ДОПОМОГОЮ MATLAB/SIMULINK

Чан Мань Хунг

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

В галузі авіаційної техніки гідравлічні системи широко використовуються при проектуванні та виробництві авіаційних агрегатів, одним із яких є агрегат рульовий [1-3]. Предметом дослідження в даній роботі є агрегат рульовий (АР) АР20Н, який встановлений у хвостовій частині літака та відіграє дуже важливу роль у системі керування літаком відповідно до вимог пілота на різних режимах польоту. Він сконструйований з використанням зворотно-поступальних поршневого механізмів, і призначений для відхилення керма напрямку по вхідному електричному сигналу, що формується системою штурвального керування (СШК) (див. рис. 1). Метою дослідження є моделювання робочого процесу агрегату рульового АР20Н за допомогою Matlab/Simulink.

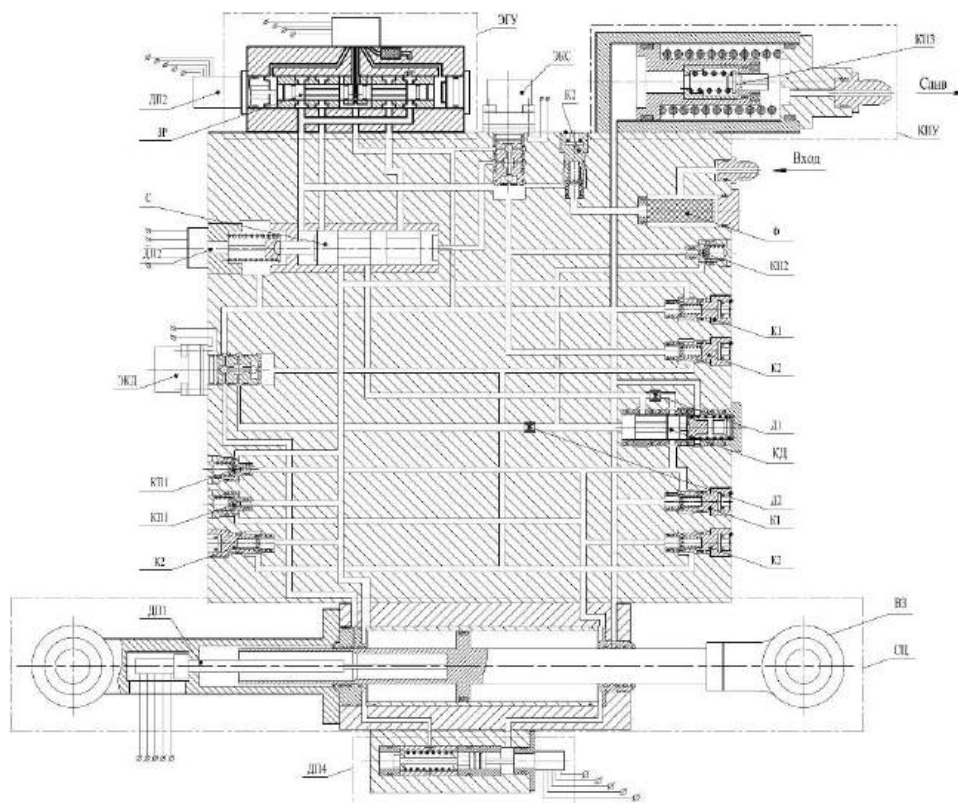


Рис. 1 – Гідравлічна схема агрегату АР20Н

Агрегат може працювати в наступних режимах: режим керування, режим кільцювання, режим демпфування, режим редукованого тиску. В режимі керування відбувається переміщення вихідної ланки (ВЛ) з подоланням діючих навантажень зі швидкістю та напрямком, що формуються системою керування АР (див. рис. 2). Переміщення ВЗ відбувається за наявності тиску робочої рідини



в лінії подачі від гідросистеми об'єкта, наявності напруги живлення на електрогідравлічні клапани селектора (ЕКС), наявності або відсутності напруги живлення на електрогідравлічні клапани демпфування (ЕКД) та подачі сигналів керування на електрогідравлічний підсилювач (ЕГП).

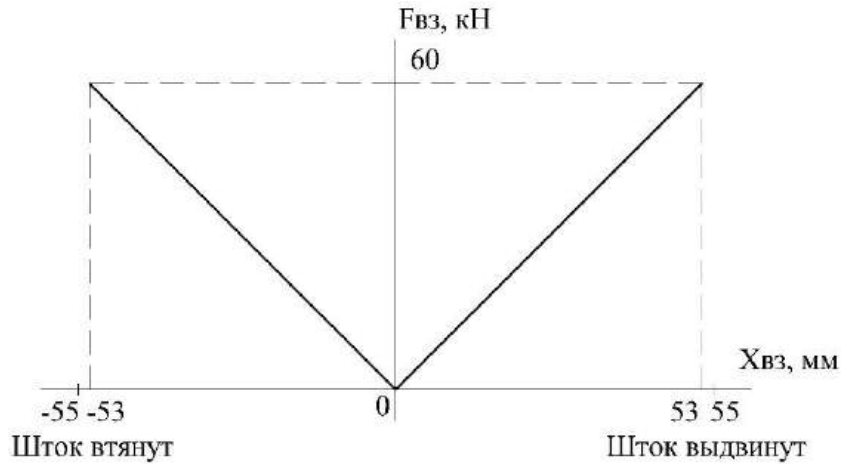


Рис. 2 – Графік зміни зовнішніх навантажень, які діють на ВЛ АР20Н:
 $x_{\text{вл}}$ – переміщення ВЛ, мм; $F_{\text{вз}}$ – зусилля на ВЛ, кН

Для досягнення поставленої мети виконано такі завдання: визначено основні робочі параметри агрегату в режимі керування; розроблено математичні моделі для розподільчого золотника (РЗ) ЕГП та ВЛ силового циліндра під час переміщення; визначено зв'язок між параметрами моделі; визначено відхилення основних параметрів моделі АР від необхідних значень, заданих технічними умовами.

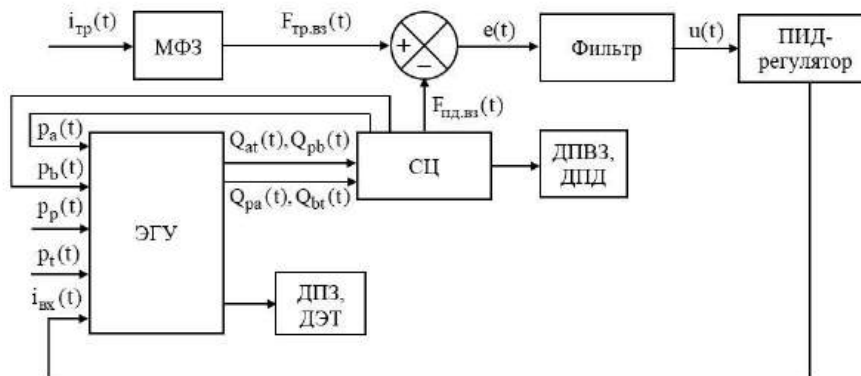


Рис. 3 – Функціональна блок-схема імітаційної моделі агрегату АР20Н

Для цього використовуються аналітичні методи, чисельні методи, теорія гідравлічних систем та теорія систем керування. Отримано алгебраїчні та диференціальні рівняння, що описують зв'язки між параметрами при роботі агрегату в режимі керування (такі як зміна тиску, витрата робочої рідини). Модель агрегату забезпечує переміщення ВЛ відповідно до максимальної похибки 13,5%, а зусилля на ВЛ відповідно до максимальної похибки 6,2%.

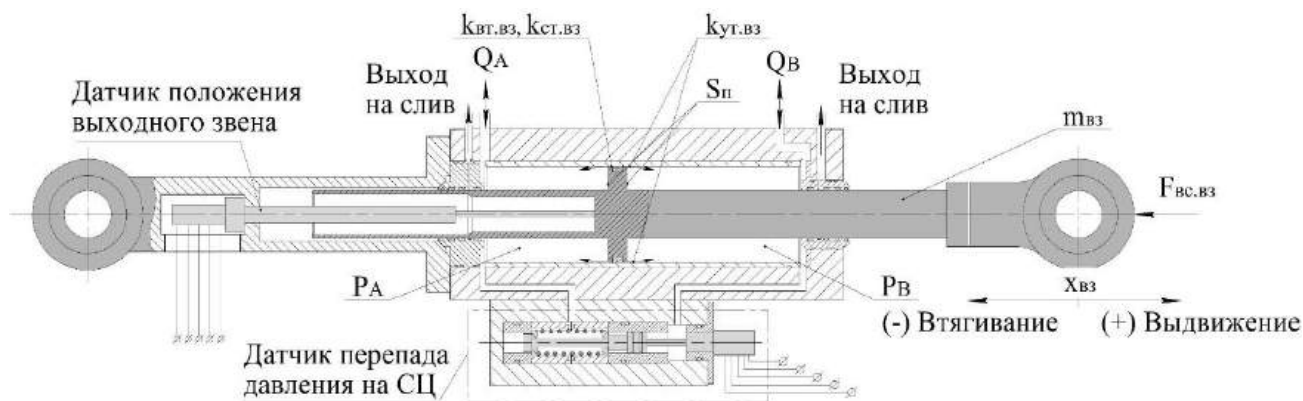


Рис. 2 – Гідравлічна схема СЦ

Для досягнення поставленої мети в роботі були визначені основні фактори, що впливають на роботу агрегату: тертя, механічне зношування, витікання олії, забруднення олії, вологість і температура навколишнього середовища та ін. [3, 4]. Визначено можливі основні несправності в агрегаті, обумовлені цими факторами, що впливають.

Отримані результати надалі будуть використані для вирішення задачі виявлення та діагностування технічного стану агрегату.

Перелік використаної літератури

1. Башта, Т. М. Гідравлічні приводи літальних апаратів [Текст] / Т. М. Башта. – М.: Машинобудування, 1967. – 497 с.
2. Попов, Д. Н. Динаміка та регулювання гідро- та пневмосистем [Текст]: під. для вузів / Д. Н. Попов. – 2-е изд., перераб., и доп. – М.: Машинобудування, 1987. – 464 с. іл.
3. Хіммельблау, Д. Виявлення та діагностика неполадок у хімічних та нафтохімічних процесах [Текст]: пер. с англ. / Д. Хіммельблау. – Л.: Хімія, 1983. – 352 с.
4. Isermann, R. Fault-diagnosis applications: model-based condition monitoring: actuators, drives, machinery, plants, sensors, and fault-tolerant systems [Text] / R. Isermann. – Berlin: Springer Science & Business Media, 2011. – 372 p.

Науковий керівник: д. т. н., професор А. С. Гольцов.



Технологія виробництва двигунів

УДК 621.0

АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА РЕКЛАМНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Ю. О. Казельська, Н. В. Руденко

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

Особливу актуальність в даний час має питання автоматизації виробництва рекламних конструкцій. На сьогоднішній день верстати з ЧПУ знаходять широке застосування на підприємствах у різних галузях праці, що вимагає від фахівця вміння використовувати це обладнання з максимальною ефективністю.

Метою даного проекту є розробка технологічного рішення автоматизації виробничих процесів з використанням верстатів з ЧПУ на прикладі виробництва логотипа кафедри прикладної механіки Національного аерокосмічного університету «ХАІ». Основними елементами логотипу є: шестерня; захватний пристрій; накладна частина захватного пристрою; шарнір (2 од.); текст; стінка задня; допоміжна частина; підшипник. Логотип кафедри було спроектовано у середовищі SolidWorks (рис. 1).

Спроектовані моделі елементів логотипу було адаптовано під середовище Autodesk шляхом збереження файлів у форматі DFX. Це надає змогу написати програму обробки деталей. Технологічний процес обробки логотипа побудований з урахуванням виду виробництва, із застосуванням високопродуктивного обладнання. Призначено механічну обробку, показано рух інструменту та отримано керуючу програму для фрезерувальних операцій.

У випадку виробництва логотипу як виду зовнішнього декоративного носія, в процесі проектування та технологічної обробки увагу приділено на вибір різального інструменту та глибину різання для візуального виділення деяких фрагментів деталей та їх взаємного розташування.

Розробку конструкції можна вважати прикладом автоматизації виробництва зовнішньої реклами шляхом впровадження сучасного верстату з системою управління NC.



Рис. 1 – Збірка всіх спроектованих моделей



УДК 621.8

МОЖЛИВІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ КОМПЛЕКСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ФОРМУВАННЯ ПОКРИТТІВ З НАНОСТРУКТУРАМИ ДЛЯ ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИНОБУДУВАННЯ ТА РІЖУЧИХ ІНСТРУМЕНТІВ

І. М. Мигловец

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

На основі розгляду робіт провідних вчених Костюка Г. І., Попова В. В., Мухіна В. С. з питань нових фізичних, технічних та системних підходів для зміцнення деталей та ріжучих інструментів покриттями з наноструктурами слід відзначити багато результатів окремого застосування плазмово-іонних (ПІО), іонно-променевих та світлопромінних технологій та значно менше робіт з комбінованим використанням цих технологій.

У працях Костюка Г. І. наведені дані результатів дослідження систем адаптивного управління плазмово-іонною обробкою, зміни товщі покриття та температури деталі в процесі нанесення покриття. Керування процесом утворення тонкошарових наноструктурованих покриттів дає можливість покращувати фізико-механічні властивості та інтенсифікувати дифузію шарів покриття з підложкою, що покращує адгезію. Показано, що важливою складовою умов отримання наноструктур є максимально повне заповнення об'єму полями температур та температурних напружень при дії іонного випромінювання з першою критичною густиною струму у потоці.

В низці робіт Попова В. В. та Мухіна В. С. подано методи прогнозування якісних характеристик деталей та РІ від технологічних параметрів зміцнення. Також освітлені питання вибору типу зміцнення покриття. Наведені результати теоретичного огляду теплофізичних і термомеханічних процесів при обробці деталей за допомогою різального інструмента (РІ) з покриттям зі зміцнених шарів наноструктур, а також розраховані поля температур і температурних напружень, знос та стійкість РІ. Розглянуто роботу РІ в різноманітних умовах експлуатації, включно з плазмово-механічною та лазерно-механічною обробкою.

Як видно з наведеного огляду, всі ці вакуумні технології розглянуті досить докладно, а їх комбіноване використання треба ще досліджувати. Отже, можна стверджувати, що всі ці розробки дозволять інженерам-практикам та конструкторам приймати виважені рішення при розробці деталей з захисними покриттями або під час підбору РІ зі зміцненими поверхнями.



УДК 621.91:004.94

ПОРІВНЯННЯ ЧИСЕЛЬНИХ МЕТОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОПЕРАЦІЇ СТРУГАННЯ

М. В. Паровченко⁽¹⁾, О. Г. Наріжний⁽²⁾

⁽¹⁾ АТ ФЕД,

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

Відомо, що методи різання (прямолінійного стругання, обточування, фрезерування, протягування, розсвердлювання) на машинобудівних підприємствах мають долю 50-70% усього об'єму механічної обробки.

У зв'язку з цим виникає потреба в дослідженнях процесів різання та методах дослідження процесів різання. В наш час дослідження технологічних процесів успішно виконається за допомогою моделювання, заснованого на чисельних методах розв'язання задач механіки суцільних середовищ. Великий об'єм досліджень виконано за допомогою метода скінченних елементів (МСЕ), який відноситься до так званих сіткових методів. Розрахункова практика визначила суттєві недоліки цього методу: невиконання законів збереження маси, кількості руху та енергії.

В останні роки розроблені безсіткові методи, серед них SPH та SPG, які не мають недоліків, що характерні МСЕ. Крім того вони досить природно відображують процес руйнування та утворення нових поверхонь в результаті дії різця. Наступна доповідь дає порівняння цих методів на прикладі моделювання технологічної операції стругання.

Математична модель процесу різання

В основі моделі лежать три фундаментальні закони механіки деформованого твердого тіла.

Закон балансу маси

$$\rho J = \rho_0, \quad (1)$$

де $J = \det(\mathbf{F}) = \det\left(\frac{\partial x_i}{\partial X_j}\right)$ – якобіан, функціональний визначник, що дорівнює величині відносного об'єму в точці тіла; $x_i, X_i, i = 1, 2, 3$ – лагранжеві та ейлерові координати точки; \mathbf{F} – градієнт руху; ρ, ρ_0 – густина матеріалу тіла в даний момент часу та на початку руху, відповідно.

Закон балансу енергії за умов адіабатичного та ізотермічного деформування

$$\rho_0 \dot{w} = \dot{\mathbf{F}} : \boldsymbol{\sigma}, \quad (2)$$



де \dot{W} – потужність внутрішніх сил (швидкість зміни внутрішньої енергії), $\dot{\mathbf{F}}$ – швидкість градієнт руху, $\boldsymbol{\sigma}$ – тензор напружень Коши. Справа позначено подвійна згортка добутку тензорів.

Закон балансу кількості руху в проекціях на осі ортогонального базису

$$\rho \ddot{\mathbf{u}} = \rho \mathbf{f} + \boldsymbol{\sigma} \cdot \nabla, \quad (3)$$

де \mathbf{u} – вектор переміщення, \mathbf{f} – вектор зовнішніх об'ємних сил, ∇ – оператор Гамільтона.

Контактні умови визначають взаємодію тіл механічної системи

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\sigma}^+ \cdot \mathbf{n} = \boldsymbol{\sigma}^- \cdot \mathbf{n} \text{ при } (\mathbf{u}^+ - \mathbf{u}^-) \cdot \mathbf{n} > 0, \\ (\boldsymbol{\sigma}^+ - \boldsymbol{\sigma}^-) \cdot \mathbf{n} \text{ при } (\mathbf{u}^+ - \mathbf{u}^-) = 0, \end{aligned} \quad (4)$$

де $\boldsymbol{\sigma}^+, \boldsymbol{\sigma}^-$ – тензори напружень на поверхнях двох тіл, $\mathbf{u}^+, \mathbf{u}^-$ – вектори переміщення на поверхні двох взаємодіючих тіл, \mathbf{n} – вектор нормалі.

Граничні умови визначають стан на вільних поверхнях

– в переміщеннях

$$\mathbf{u} = \mathbf{U}, \quad (5)$$

– в напруженнях

$$\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n} = \mathbf{P}, \quad (6)$$

де \mathbf{U} – заданий вектор переміщень поверхні як функція координат та часу, \mathbf{P} – заданий вектор поверхневих напружень як функція координат та часу.

Початкові умови для деталі

$$\mathbf{u}|_{t=0} = 0, \quad \dot{\mathbf{u}}|_{t=0} = 0. \quad (7)$$

Закон руху різця

$$\dot{\mathbf{u}} = v_x \mathbf{i}_x = const. \quad (8)$$

Матеріальні моделі елементів технологічної системи:

- різець виконаний з абсолютно твердого матеріалу;
- деталь виконана з лінійно-пружного пластичного матеріалу з лінійним деформаційним зміцненням.

Умова руйнування матеріалу деталі – при досягненні заданої величини пластичної деформації e_{pl} в точці деталі розривається зв'язок між частками тіла.

За методом SPH частинка пориває усі зв'язки та починає вільний рух, а за методом SPG залишаються обхідні зв'язки.

Параметри розрахункової моделі

На рис. 1, а зображено деталь 2 у вигляді прямокутного паралелепіпеда та різець 1 (розміри в мм). На початку процесу різуча кромка різця нижче верхньої грані деталі (на 0,2 або 0,5 мм) і віддалена від деталі на 0,1 мм вздовж осі z .

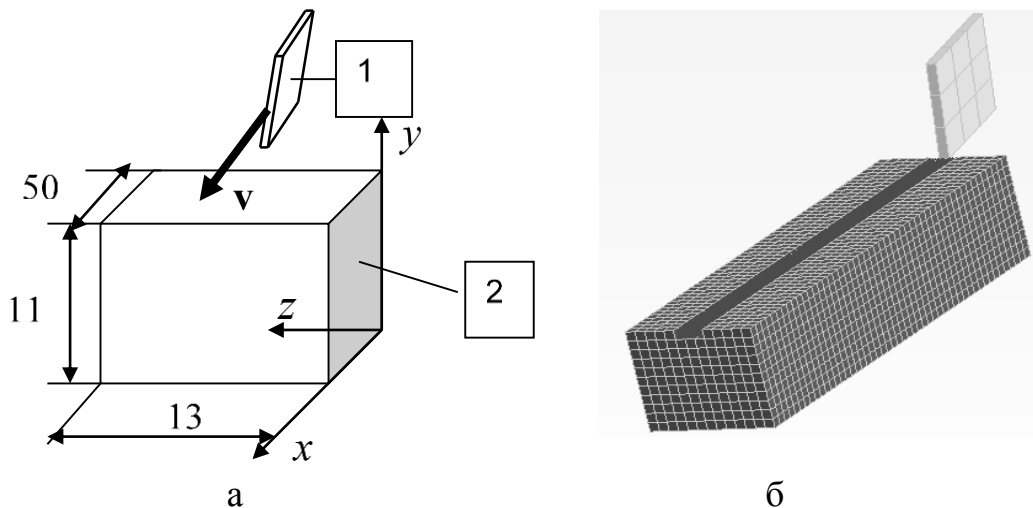


Рис.1. Схема (а) та дискретизація системи (б)

На рис. 1, б зображено множину скінченних елементів та SPH або SPG частинок, які використані для дискретизації елементів технологічної системи. Для дискретизації різця використано 9 шестигранних скінчених елементів. Для дискретизації деталі використано змішаний спосіб. Вздовж лінії різання використана рівномірна мережа SPH або SPG частинок; вздовж осі x 200 рядків, вздовж осі y 10 рядків та вздовж осі z 10 рядків, загалом 20000 частинок.

Для дискретизації та рішення рівнянь математичної моделі (1)-(8) використано пакет LS-DYNA. Для різця використано матеріал RIGID, густина $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$, модуль Юнга $E = 2 \times 10^{11} \text{ Па}$, коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$. Для деталі – матеріал PLASTIC_KINEMATIC, густина $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$, модуль Юнга $E = 2 \times 10^{11} \text{ Па}$, коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$, початкова межа пластичності $\sigma_0 = 2 \times 10^8 \text{ Па}$, модуль зміцнення $\eta = 2 \times 10^9 \text{ Па}$, критерій руйнування $e_{pl} = 0,3$ або 1,5.

Контактний інтерфейс між різцем та SPH або SPG частинками – CONTACT AUTOMATIC NODE TO SURFACE. Контактний інтерфейс зчеплення між скінченними елементами та SPH частинками – CONTACT TIED NODES TO SURFACE OFFSET. Контактний інтерфейс зчеплення між скінченними елементами та SPG частинками за рахунок ототожнення вузлів.

Вузли на нижній поверхні деталі нерухомі, різець рухається поступово вздовж осі x із постійною швидкістю $v = 10 \text{ м/с}$.

Початкові умови На початку процесу усі елементи нерухомі, їхній стан зображений на рис. 1, а.

Розглянуті результати руйнування деталі та утворення стружки. Використання SPG методу дає більш природну картину різання з утворенням канавки, стружки та задирок.

В подальшому SPG метод буде використаний для моделювання фрезерування верстатного паза за допомогою фрезерування.



УДК 538.95

СТВОРЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МОДЕЛІ З ВИКОРИСТАННЯМ «КОНФІГУРАЦІЙ»

О. В. Торосян, В. В. Миронюк

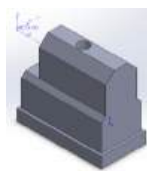
*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

У сучасному виробництві актуальним залишається питання істотного підвищення продуктивності зниження часу на проектування та написання програм для виготовлення деталей. Для реалізації процесу ефективного та якісного виробництва деталей необхідно впровадження високоавтоматизованих CAD-CAM-систем, таких як SolidWorks та SolidCAM для підвищення ефективності виробничих потужностей.

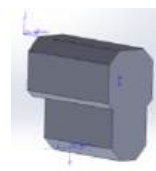
Система SolidCAM має низку функціональних можливостей – від багатоосового фрезерування та високошвидкісної обробки до програмування обробних центрів. Модуль SolidCAM дозволяє налагоджувачам верстатів із ЧПУ реалізовувати процеси – фрезерування, свердління, токарної та електроерозійної обробки, а також проводити симуляцію на комп'ютері, що дозволяє заздалегідь знайти помилки, які можуть призвести до поломки обладнання. За допомогою синхронного використання SolidWorks та SolidCAM можливо редагувати модель деталі та створювати керуючі програми для верстатів з ЧПК. Все більшого поширення набуває метод створення «конфігурацій», який дозволяє створити заготовку та імітувати видалення матеріалу при обробці деталі. На рисунку 1 показані етапи обробки деталі, створеної з використанням методу «конфігурацій».



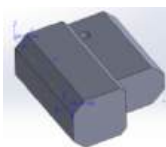
Заготовка



010 Фрезерна з ЧПУ



020 Фрезерна з ЧПУ



030 Фрезерна з ЧПУ



040 Фрезерна з ЧПУ

Рис. 1 – Конфігурації деталі типу «Корпус»

Перевагою даного методу є створення технологічної моделі, яка дозволяє відобразити перелік операцій, що виконуються в одну установку, а також дозволяє призначати потрібні системи координат для верстатів токарних і фрезерних груп.



УДК 004.896(075.8)

АВТОМАТИЗАЦІЯ РОЗРАХУНКІВ ПАРАМЕТРІВ ШТАМПОВАНОЇ ПОКОВКИ ДЛЯ ГРУПОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ ТИПА «КОЛЕСО ЗУБЧАСТЕ»

В. В. Третьак, О. О. Близнюк

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

В доповіді представлені матеріали можливостей автоматизованого проектування групового технологічного процесу виготовлення штампованої поковки для деталі типу «Колесо зубчасте» програмними засобами кафедри 204. Програма дозволяє значно скоротити час на розрахунки параметрів поковки. На рис. 1 представлена екранна форма для параметризованого 3D вигляду деталі, на рис. 2 – екранна форма ескізу позицій поверхонь цієї деталі.

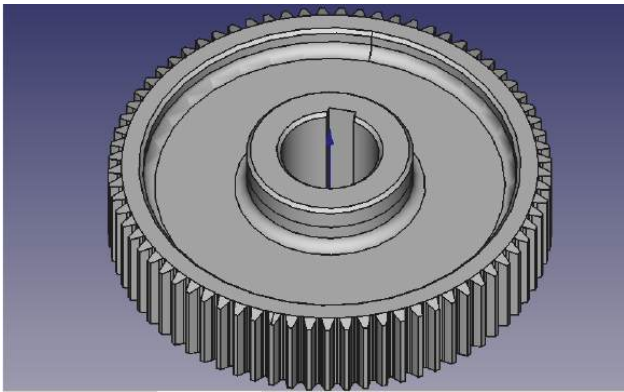


Рис. 1 – Екранна форма для показу 3D вигляду деталі

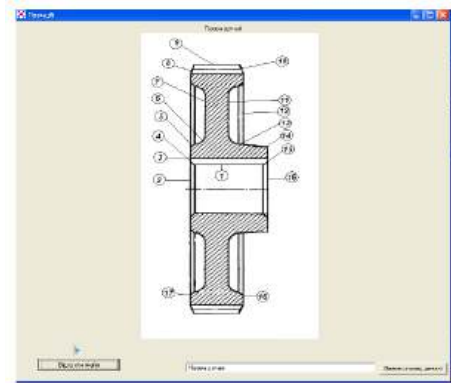


Рис. 2 – Екранна форма для показу поверхонь деталі

На рис. 3 представлена одна з екранних форм програми для розрахунків початкового індексу. В розрахунковому модулі використовуються стандартні компоненти середовища, а також представлена графічна інтерпретація розрахунків.

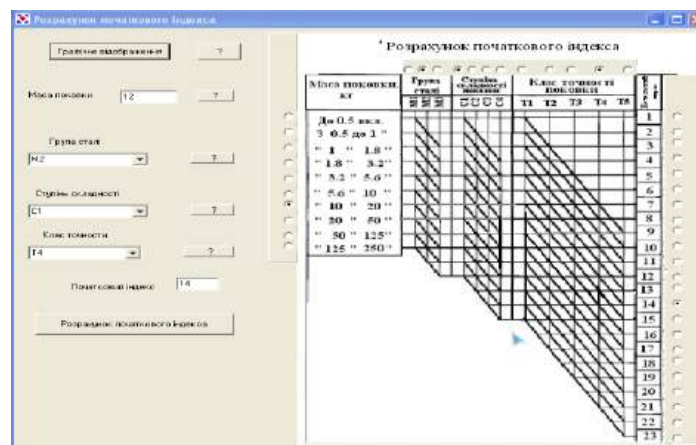


Рис. 3 – Екранна форма для показу розрахунків початкового індексу



На рис. 4 і 5 представлено екранні форми для розрахунків основних і додаткових припусків і допусків на лінійні розміри.

№п	Ном. пов.	Розмір	Шорсткість	Доп_прип	Доп_прип1	Доп_прип2	Доп_прип3	Сум_прип	Розр_розмір	Прям_розмір	Вис_+	Вис_-
1	2-16	60	1.2-1.6	2.0-2.0	0.40.4	0.05-0.05	-	2.9-2.9	69.8	66	+1.8	-1.0
2	2-12	48	1.2-1.6	2.0-2.0	0.40.4	0.05-0.05	-	2.9-2.9	53.8	54	+1.8	-1.0
3	2-7, 11-12	14	H16	2.00	0.40	0.05-0	-	2.8	16.8	17	H16	H16

Рис. 4 – Екранна форма для розрахунків основних і додаткових припусків на діаметральні розміри

№п	Ном. пов.	Розмір	Шорсткість	Доп_прип	Доп_прип1	Доп_прип2	Доп_прип3	Сум_прип	Розр_розмір	Прям_розмір	Вис_+	Вис_-
1	9	229	1.6	2.0-2	0.5-2	0.5-2	-	7	232	232	+2.4	-1.2
2	16, 17	180	0.3	-	-	-	-	-	-	-	H16	H16
3	14	96	0.3	-	-	-	-	-	-	-	H16	H16
4	1	58	0.8	2.0-2	0.5-2	0.3-2	-	8	44	44	+1.8	-1.1

Рис. 5 – Екранна форма для розрахунків основних припусків на діаметральні розміри

За результатами розрахунків основних і додаткових припусків і допусків в програмі додається 3D зображення поковки і штампа. В програмі ці зображення можна побачити в окремих формах (рис. 6, 7).

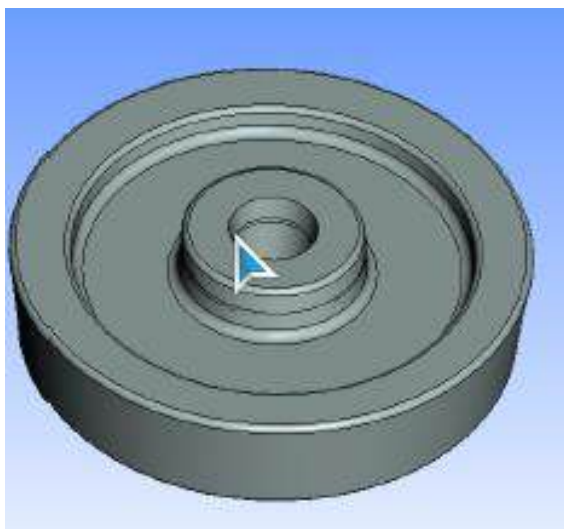


Рис. 6 – Екранна форма для показу 3D вигляду поковки

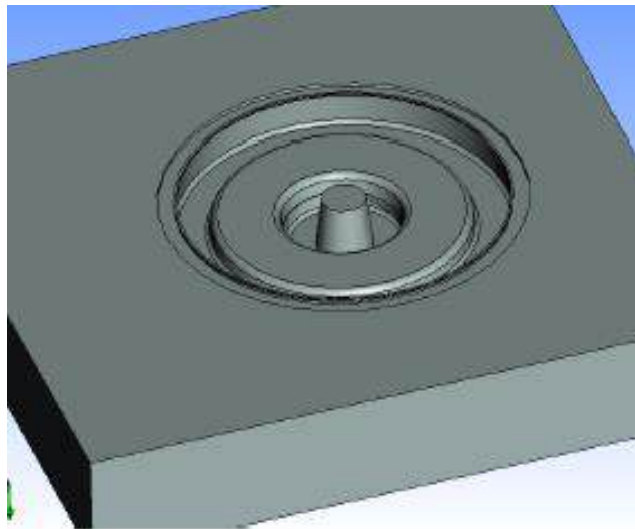


Рис. 7 – Екранна форма для показу 3D вигляду штампу

Далі за допомогою програмних засобів виконуються розрахунки інших технологічних параметрів штампованої поковки. Так, в програмі розраховуються вага падаючих частин, робота деформування, зусилля, тиск, питомий тиск і т.п. (рис. 8, 9).



Ці розрахунки можна використовувати для розрахунків параметрів оснащення, а також для наступних розрахунків напружено-деформованого стану в інших програмних засобах.

Розрахунок енергетичних характеристик круглик в плиті поковки

Вибір параметрів:

- В0 (Діаметр поковки) [мм]: 232
- В1 (Ширини містка завузленої ковочки) [мм]: 10
- В2 (Площа поковки) [мм²]: 45
- В3 (Товщина містка завузленої ковочки) [мм]: 3

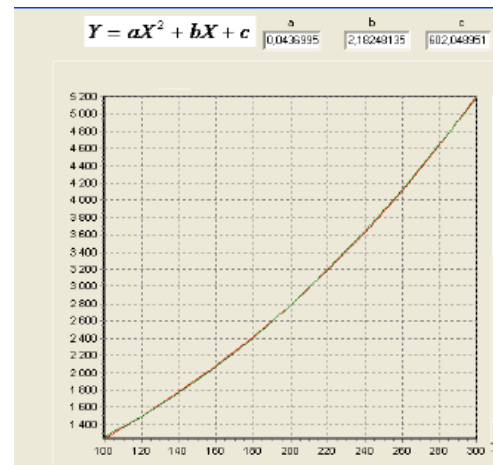
Вибір матеріалу:

- В4 (Вага парової частини для круглик в плиті поковки) [кг]: 4086
- А (Робота деформування) [Дж]: 204294

Таблиця даних:

100.0000	300.0000	11
100.0	1235.1	
125.0	1488.9	
140.0	1790.7	
160.0	2066.0	
180.0	2403.4	
200.0	2795.2	
220.0	3185.8	
240.0	3627.3	
260.0	4109.7	
280.0	4636.3	
300.0	5203.2	

а



б

Рис. 8 – Екранна форма для показу технологічних параметрів поковки (а) і регресивних залежностей (б)

Уточнений розрахунок для осаджування

Вихідні параметри:

- Цикл: 1
- Мінімальне значення: 100
- Максимальне значення: 300
- Кількість точок: 11

Вихідні параметри:

- Загальний коефіцієнт a_i : 1.44
- Робота (Дж): 293104
- Зусилля (кН): 22113
- Питомий тиск (МПа): 543

Вихідні параметри:

- Початковий зовнішній діаметр (мм): 200
- Початковий внутрішній діаметр: 0
- Початкова висота: 86
- Кінцевий зовнішній діаметр (мм): 232
- Кінцевий внутрішній діаметр: 44
- Кінцева висота: 66

Вихідні параметри:

- Початкова площа (мм²): 31400
- Кінцева площа (мм²): 40732.08
- Кінцева висота (мм): 66.296638914585
- Середня ступінь деформації: 0.2599159620021
- Об'єм (мм³): 2700400

Формули:

$$E_0 = a a_i V \delta_{сер}^{\eta}$$

$$Q_{max} = 1.3 a a_i F_t \eta \delta_{сер}^{\eta-1}$$

$$p_{max} = 1.3 a a_i \eta \delta_{сер}^{\eta-1}$$

Рис. 9 – Екранна форма для уточненого розрахунку параметрів поковки

Маючи початковий текст програми студенти виявляються не тільки користувачами програмних засобів, але й не мають можливість використовувати свої алгоритми і екранні форми для проектування того чи іншого технологічного процесу в рамках курсового або дипломного проекту.



УДК 538.95

ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ ПРИ ІОННО-ПЛАЗМОВІЙ ОБРОБЦІ МІДІ

Ю. В. Широкий, О. В. Торосян, Г. Д. Торосян-Жидєєва
*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

В роботі використано і досліджено теоретичну модель, яка розглядає різні механізми передачі енергії мішені під час іонно-плазмової обробки, було отримано залежності зміни температури від енергії іонів у мідній мішені для різних часів взаємодії t . Максимальна температура поверхні досягається в кінці теплової дії іона. У цьому випадку найвищі температури відповідають часу взаємодії $t_1 = 1,1\tau_b$, у той самий час при збільшенні часу взаємодії температура суттєво не збільшується.

Також, завдяки розробленій математичній моделі, було отримано структури температурних полів при іонно-плазмовій обробці міді великою кількістю іонів кисню для різних глибин проникнення часток (Рис. 1).

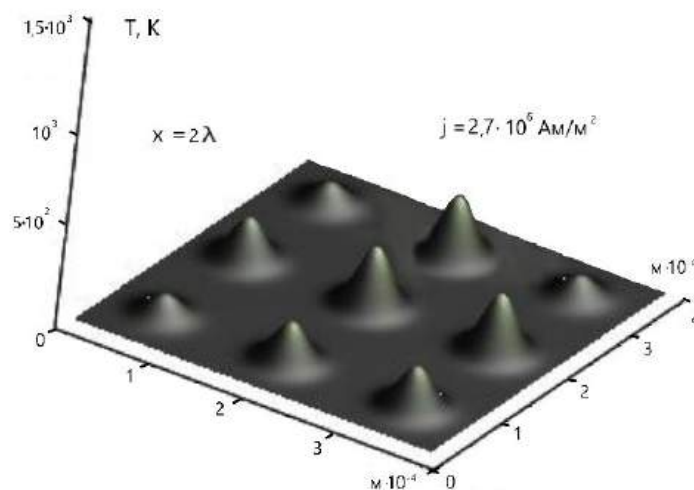


Рис. 1 – Розподіл температур при дії іонів кисню на мідь за різними глибинами, при щільності струму $J = 2,7 \cdot 10^6 \text{ А/м}^2$

Проведені дослідження температурних полів при іонно-плазмовій обробці міді іонами кисню показують, що можливо створювати температурні поля з високими температурними градієнтами в заданій площині $x = 0,5\lambda_m$, при щільності струму $J = 2,7 \cdot 10^6 \text{ А/м}^2$ з досить високими показниками температурних напружень (108 Н/м), що і буде сприяти утворенню стабільних наноструктур.



Теплоенергетика та енергозбереження

УДК 621.1.016.7

ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ПРОЦЕСУ НАГРІВУ ЦИЛІНДРУ ОБМЕЖЕНОЇ ДОВЖИНИ ПРИ НАДЗВУКОВИХ ШВИДКОСТЯХ НАБІГАЮЧОГО ПОТОКУ

М. В. Амброжевич, М. А. Шляхова, М. В. Шляхов

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

Актуальність. На цьому етапі розвитку людство стоїть напередодні швидкої еволюції штучного інтелекту. Це неминуче в цивілізаційному плані, так само, як свого часу калькулятор замінив логарифмічну лінійку. Але як наявність калькулятора не звільняло індивіда від знання таблиці множення, також і зараз наявність різних обчислювальних пакетів не звільняє інженера від уміння розраховувати класичні завдання теплофізики «вручну», особливо в тих випадках, коли завдання має аналітичне рішення, тим паче, що у самих пакетах прошиті ті ж самі алгоритми розрахунку. Варто зазначити, що завдання нестационарної теплопровідності у загальному вигляді було вирішено французьким математиком Жаном-Батистом Фур'є (1768-1830) на межі XVIII та XIX ст.

Постановка завдання дослідження

Знайти закон розподілу температури в осьовому та радіальному напрямку в циліндрі діаметром $d_0 = 2r_0$ довжиною $z_0 = 2\delta$ та часом τ , що летить в атмосфері із заданою надзвуковою швидкістю w на висоті $H = 7$ км.

Початкова температура циліндра дорівнює температурі атмосферного повітря на висоті 7 км $t_0 = t_{\text{атм}} = 242,7$ К.

Фізичні властивості матеріалу циліндра вказані у Таблиці 1.

Таблиця 1 – Вихідні дані

$d_0 \cdot 10^3$, м	$z_0 \cdot 10^3$, м	$t_{\text{атм}}$, °С	Теплофізичні властивості матеріалу циліндра			Швидкість польоту w , числа Маха
			ρ , кг/м ³	λ , Вт/(м·К)	c , кДж/(кг·К)	
205	920	-30,5	7800	45	0,38	1,2; 2; 5

Таблиця 2 – Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі з боку повітря при різних числах Маха

N	Параметр потоку	I	II	III
1	Число Маха потоку, що набігає	1,2	2	5
2	Температура гальмування, К	312,5	436,8	1455,9
	Критична швидкість потоку, м/с	323,5	382,4	698,2
3	λ перед прямим стрибком ущільнення	1,158	1,633	2,236

Продовження таблиці 2

4	λ поза прямим стрибком ущільнення	0,863	0,612	0,447
---	---	-------	-------	-------



5	Статична температура поза прямим стрибком ущільнення, К	273,7	409,5	1407,4
6	Статичний тиск поза прямим стрибком, бар	0,623	1,85	11,93
7	Показник адіабати повітря k поза стрибком	1,4018	1,386	1,201
8	Швидкість повітря за прямим стрибком, м/с	279,3	234,2	312,2
9	Щільність повітря поза стрибком, кг/м ³	0,792	1,575	2,953
10	Коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря поза стрибком, $10^6 \cdot \nu$, м ² /с	17,73	14,14	18,36
11	Коефіцієнт теплопровідності повітря поза стрибком, λ , Вт/(м · К)	0,02787	0,04112	0,08748
12	Комплекс β [1, стор. 314]	2139,3	1793,9	2391,8
13	Число Рейнольдса у критичній точці $10^{-6} \cdot Re$ [1, стор. 314]	1,268	1,334	1,369
14	Число Прандтля Pr	0,7049	0,6996	0,7422
15	Число Нуссельта Nu	747,10	763,82	792,47
16	Коефіцієнт тепловіддачі на передній торцевій поверхні, α , Вт/(м ² · К)	203,1	306,4	676,4
17	Коефіцієнт тепловіддачі на бічній циліндричній поверхні, α , Вт/(м ² · К)	135,4	122,6	169,1
18	Коефіцієнт температуропровідності матеріалу циліндра a , м ² /с	1,5182 · 10 ⁻⁵		
19	Характерний лінійний розмір для пластини, δ , м	$z_0/2 = 0,46$		
20	Характерний лінійний розмір для циліндра, r_0 , м	$d_0/2 = 0,1025$		
21	Число Біо з боку плоского торця Bi_z	2,0765	3,1320	6,9138
22	Число Біо з боку циліндричної поверхні Bi_r	0,308	0,279	0,385

Обмежений циліндр можна розглядати як результат перетину безмежних циліндрів діаметром $d = 2r_0$ та пластини товщиною $z_0 = 2\delta$. Отже, і безрозмірну температуру обмеженого циліндра Θ можна записати як добуток (суперпозицію) двох безрозмірних температур

$$\Theta = \Theta_z \cdot \Theta_r. \quad (1)$$

де сама безрозмірна температура Θ :

$$\Theta = \frac{t_f - t}{t_f - t_0}, \quad \Theta = 0 \dots 1, \quad (2)$$

де t , К (°С) – поточна температура у заданій точці обмеженого циліндра у заданий момент часу τ ; t_f , К (°С) – температура потоку, що набігає.

Розрахунок безрозмірної температури для нескінченної пластини Θ_z [2].

Диференціальне рівняння теплопровідності для нестационарного одновимірного випадку



$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}, \quad (3)$$

де a , м²/с – коефіцієнт температуропровідності матеріалу циліндра,

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}.$$

Характерний лінійний розмір – напівтовщина пластини δ :

$$\delta = z_0/2.$$

Критерій Фур'є Fo_z (виступає як безрозмірний час τ):

$$Fo_z = \frac{a \cdot \tau}{\delta^2}.$$

Критерій Біо Bi_z пов'язаний з граничними умовами III роду:

$$Bi_z = \frac{\alpha \cdot \delta}{\lambda}.$$

Загалом безрозмірна температура Θ_z обчислюється як сума нескінченного ряду

$$\Theta_z = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} A_n \cdot \cos(\mu_n \cdot Z) \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo_z), \quad (4)$$

де Z – безрозмірна координата у осьовому напрямку:

$$Z = z/\delta, \quad Z = 0 \dots 1;$$

μ_n – коріння характеристичного трансцендентального рівняння, знайдені методом половинного поділу:

$$\mu \cdot \operatorname{tg} \mu = Bi_z \quad \text{или} \quad \operatorname{ctg} \mu = \mu/Bi_z; \quad (5)$$

A_n – коефіцієнти (постійні), що визначаються з початкових умов:

$$A_n = \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n}. \quad (6)$$

Розрахунок безрозмірної температури для нескінченного циліндра Θ_r [2]
Диференціальне рівняння теплопровідності для нестационарного одновимірного випадку

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right), \quad (7)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності матеріалу циліндра.

Характерний лінійний розмір – радіус циліндра r_0

$$r_0 = d/2.$$

Критерій Фур'є (виступає як безрозмірний час)

$$Fo_r = \frac{a \cdot \tau}{r_0^2}.$$

Критерій Біо



$$Bi_r = \frac{\alpha \cdot r_0}{\lambda}.$$

Загалом безрозмірна температура Θ_r обчислюється як сума нескінченного ряду

$$\Theta_r = \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} C_n \cdot \frac{J_0(\mu_n \cdot R)}{J_0(\mu_n)} \cdot \exp(-\mu_n^2 \cdot Fo_r), \quad (8)$$

де R – безрозмірний радіус (координата у радіальному напрямі)

$$R = r/r_0, \quad R = 0 \dots 1;$$

μ_n – коріння характеристичного трансцендентального рівняння, перші шість коренів якого, було знайдено методом половинного поділу.

$$\frac{\mu_n}{Bi_r} = \frac{J_0(\mu_n)}{J_1(\mu_n)}, \quad (9)$$

C_n – коефіцієнти (постійні), що визначаються з початкових умов

$$C_n = \frac{2 \cdot Bi_r}{Bi_r^2 + \mu_n^2}, \quad (10)$$

J_0, J_1 – функція Бесселя першого роду нульового та першого порядку обчислюються за допомогою вбудованої інженерної функції БЕССЕЛЬ.J(x;n) програми excel.

Самі безрозмірні температури Θ_z і Θ_r є відношенням (2).

З рівнянь (4) та (8) видно, що безрозмірна температура пластини Θ_z є функцією трьох безрозмірних параметрів $\Theta_z = f(Bi_z, R, Fo_z)$, а безрозмірна температура циліндра Θ_r – функцією трьох безрозмірних параметрів

$$\Theta_r = f(Bi_r, R, Fo_r).$$

Зворотній перерахунок з безрозмірної температури на розмірну температуру

$$t = t_f - \Theta(t_f - t_0).$$

Приклади розрахунків температури у радіальному напрямку при числах Маха 5M представлені на графіках рис. 1, 2.

Висновки

1. У двовимірній нестационарній постановці було теоретично досліджено температурне поле та отримано аналітичну формулу визначення температури будь-якої точки обмеженого ізотропного циліндра в залежності від висоти, швидкості та часу надзвукового польоту та теплофізичних властивостей матеріалу циліндра.

2. Поставлена задача була приведена до безрозмірного виду, рішення проводилося з використанням критеріальних чисел Фур'є, Біо, Прандтля, Рейнольдса, Нуссельта, безрозмірних осьової та радіальної координат циліндра і безрозмірної температури циліндра.

3. Перші шість коренів μ_n неявних трансцендентальних критеріальних рівнянь (5) і (9) було знайдено аналітично методом половинного поділу.

4. Була вирішена пов'язана аеродинамічна задача розрахунку прямого стрибка ущільнення в головній частині циліндра, на основі чого визначено



коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря в залежності від висоти та швидкості польоту.

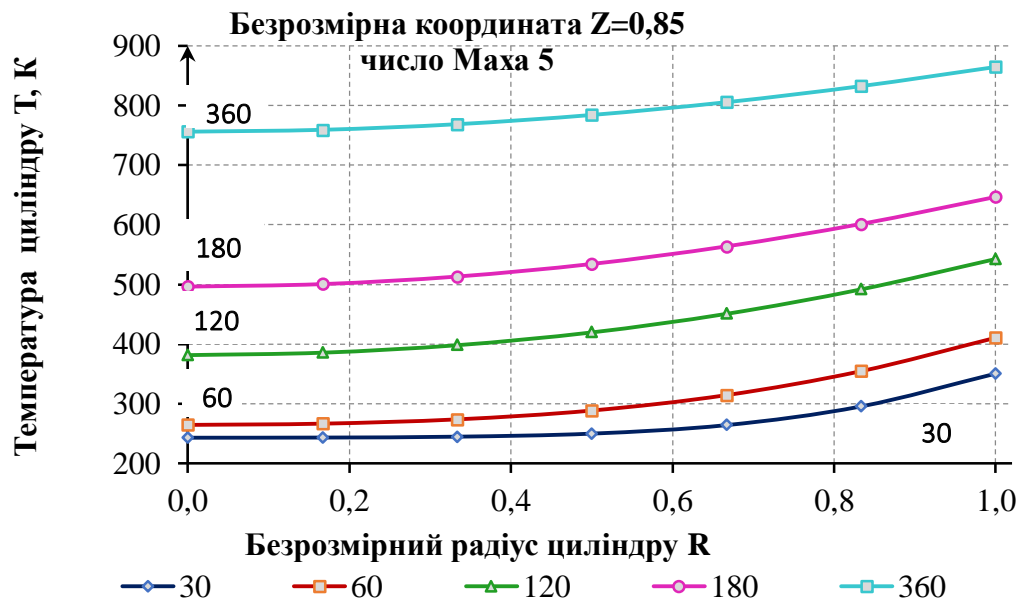


Рис. 1 – Зміна температури в циліндрі у радіальному напрямку, цифрами позначено час польоту в секундах

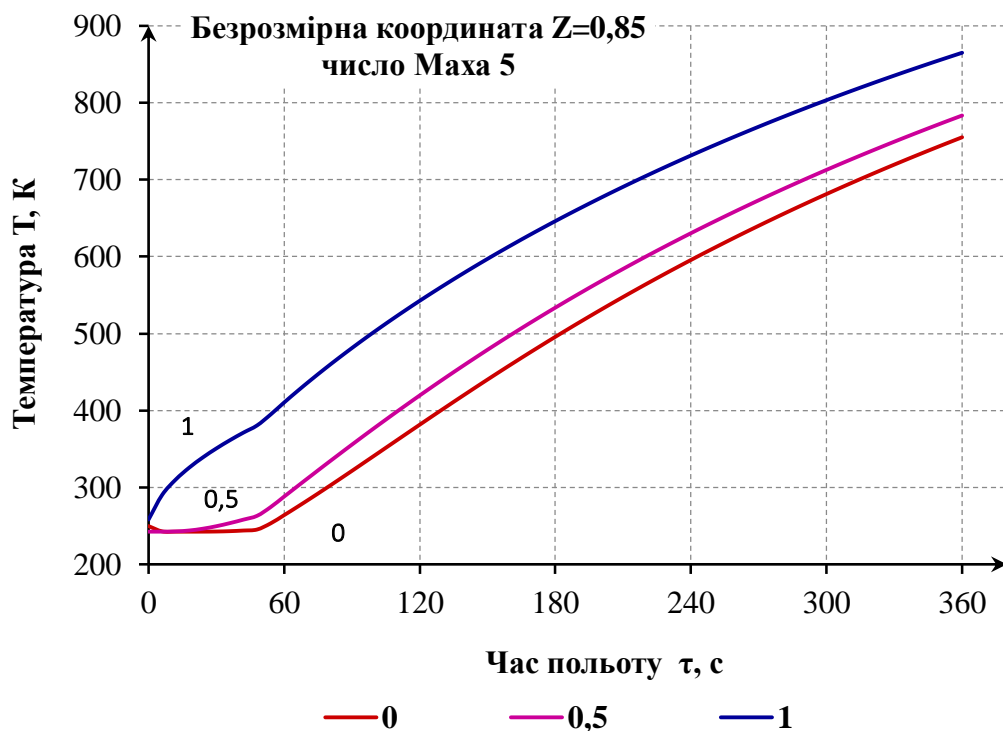


Рис. 2 – Зміна температури в трьох радіальних перерізах з часом: $R = 0$ – центр, $R = 1$ – периферія; $R = 0,5$ – напіврадіус.

Перелік використаної літератури

1. Мухачев, Г. А. Термодинамика и теплопередача [Текст] : учеб. для авиац. вузов / Г. А. Мухачев, В. К. Щукин. – М. : Высш. шк., 1991. – 480 с.
2. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 486 с.



УДК 536.248.2

ВПЛИВ НЕКОНДЕНСОВНИХ ГАЗІВ НА УМОВИ ТЕПЛООБМІНУ В ДВОФАЗНОМУ АМІАЧНОМУ КОНТУРІ ТЕПЛОПЕРЕНОСЕННЯ

Є. Е. Роговий

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

Системи забезпечення теплового режиму для потужних стаціонарних супутників раціонально будувати на базі двофазних контурів (ДФК) теплоперенесення з насосною прокачкою теплоносія. Під час тривалої експлуатації ДФК на орбіті внаслідок радіолізу та хімічних реакцій можливе появлення в контурі неконденсованих газів (НКГ) [1], які можуть знаходитися в газоподібній формі або у вигляді розчину та негативно впливати на працездатність системи.

Зазначається, що НКГ може негативно впливати на умови теплообміну в конденсаторах та випарниках ДФК. У випарниках НКГ може впливати як на умови зародження кипіння (на гістерезис за тепловим навантаженням), так і на коефіцієнт теплообміну при розвинутому кипінні [2].

Досвіду тривалої експлуатації потужних ДФК на орбіті не існує. Тому актуальним є аналіз впливу НКГ на працездатність ДФК теоретичними та експериментальними методами.

Ця робота присвячена дослідженню впливу НКГ на умови теплообміну в випарнику та на початок кипіння.

Експериментальне дослідження проводилося на стенді ВВМ МРЛ ХАІ, який представляє собою помповий контур теплоперенесення у вигляді однієї петлі, з термоплатами штатної конструкції, на яких встановлено імітатори приладів. Теплоносій-аміак. Матеріал каналу термоплати - нержавіюча сталь.

Тиск у контурі регулюється за допомогою гідроаккумулятора з тепловим регулюванням (ТГА). У ТГА вприскувалася необхідна кількість азоту. Забезпечувалося розчинення газу в аміаку до рівноважного стану, для чого контур тривалий час працював на однофазному режимі (без підводу тепла) з рециркуляцією частини рідини через ТГА. Після цього підводилось тепло в термоплатах і проводилися експерименти на двофазному режимі. На стаціонарних однофазному і двофазному режимах проводилися всі необхідні вимірювання.

При збільшенні теплового навантаження q , при переході ДФК з однофазного в двофазний режим роботи, для початку кипіння необхідно, щоб стінка каналу випарника термоплати була перегріта відносно температури насичення. Як наслідок, перегрів спостерігається також на рівні охолоджуваного приладу. При критичному тепловому потоці температура приладу різко зменшується, що свідчить про перехід теплообміну від однофазної конвекції до розвинутого кипіння. У зворотному процесі зменшення теплового навантаження температури стінки випарника та приладу зменшуються монотонно, плавно, без



стрибків. Різне поведінка залежності $q = f(\Delta T_w)$ при збільшенні і зменшенні q називають "гістерезисом за тепловим навантаженням" або гістерезисом початку кипіння. Максимальний перегрів приладу може бути значним, що може позначитися на надійності приладу [3].

За оцінками [2], кількість НКГ, яке може накопичуватись протягом тривалого експлуатаційного періоду супутника (до 30 років), становить 0,04 моль/кг аміаку. У виконаному дослідженні досліджувалось вплив НКГ на параметри контуру теплопереносу при максимальній молярній концентрації НКГ 0,075 моль азоту/кг аміаку, що значно перевищує прогноз. При цьому молярна концентрація НКГ у рідині була достатньо мала (не більше 0,00053), що дозволяє вважати розчин ідеальним і будувати відповідну термодинамічну модель стану теплоносія.

Методика випробування термоплати включає два сценарії проведення експериментів. Перший сценарій полягає в побудові класичної кривої кипіння. Другий сценарій полягає в імітації реального запуску пристрою.

При максимальній подачі потужності термоплата працює в режимі розвиненого кипіння. У цьому режимі були проведені дослідження коефіцієнта теплообміну.

Проведені експерименти показали, що:

- збільшення концентрації НКГ призводить до зменшення температури приладу і перегріву приладу в момент початку кипіння.
- НКГ може спровокувати початок кипіння без помітного перегріву приладу;
- коефіцієнт теплообміну зі збільшенням концентрації НКГ може незначно збільшуватись, зменшуватись або залишатись незмінним. Це залежить від конструкції термоплати.

Перелік використаних джерел

1. Ruzaikin, V. Ammonia two-phase mechanically pumped loop for geostationary application: Non-condensable gases factor [Text] / V. Ruzaikin, I. Lukashov, T. Fedorenko // Colloid and Interface Science Communications. – 2023. – № 52. – P. 100692. DOI: 10.1016/j.colcom.2022.100692.
2. Sawada, K. Development of Boiling and Two-phase Flow Experiments on Board ISS (Dissolved Air Effects on Subcooled Flow Boiling Characteristics) [Text] / K. Sawada // International Journal of Microgravity. – 2016. – Vol. 33, Iss. 1. – P. 330106. DOI: 10.15011/ijmsa.33.330106.
3. Скрипов, В. П. Теплофизические свойства жидкостей в метастабильном состоянии [Текст] / В. П. Скрипов. – М. : Атомиздат. – 1980.
4. Горбенко, Г. О. Явище гістерезису при тепловіддачі кипінням у двофазних контурах теплоперенесення [Текст] / Г. О. Горбенко, Є. Е. Роговий // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2022. – № 5 (183). – С. 4–16. - DOI: 10.32620/akt.2022.5.01.



UDK 629.78.064

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CO-CURRENT CONDENSERS FOR SPACECRAFT TWO-PHASE THERMAL CONTROL SYSTEMS

A. Hodunov

National aerospace university "Kharkiv aviation institute", Ukraine

In order to achieve efficient heat dissipation for spacecrafts with a heat dissipation greater than 6 kW, it is advisable to implement a thermal control system based on a two-phase mechanically pumped loop (2PMPL) [1]. One key component of the 2PMPL is the heat rejection system (HRS), which comprises a thermal-hydraulic network and a radiation heat exchanger. The thermal-hydraulic network is composed of numerous co-current condensers that are coupled with heat pipes of the radiation panel, or that transfer heat directly to the radiation panel.

The study presented in [2] proposes a HRS with co-current condensers, along with a design algorithm and an informal optimization of the HRS. The design of the condensers is proposed, and their thermal resistances are calculated. The thermal-hydraulic network is designed using a mathematical model and correlations to determine the heat dissipation and hydraulic resistances of the condensers. Experimental verification is necessary to ensure the accuracy of the calculations in the range of 2PMPL operating parameters on an unmanned stationary satellite. In this work, a series of experimental studies were conducted on ammonia to verify the mathematical models used to calculate the condenser and a section of the HRS, which includes a series of six condensers connected in a branch.

To perform hydraulic and thermal calculations of the condenser branch parameters, a mathematical model of concentrated parameters based on the idealized element method, as described in detail in [2], is used. Each condenser is divided into several "control volumes" of fixed dimensions, characterized by a single set of coolant state parameters. The control volumes are described by the equations of the laws of conservation of mass and energy, and are connected to each other by "hydraulic branches" described by the equation of conservation of momentum. Heat transfer between the coolant and structural elements is modeled using "thermal nodes," which have a single temperature value, and "thermal conductors", described by the equations of conservation of heat, heat transfer, heat dissipation, and radiation. A similar mathematical model is used in the AMESim software, and the two-phase flow model is homogeneous.

The experiments were conducted within the following range of inlet flow parameters:

- ammonia inlet temperature and saturation temperature ranging from 35 to 75 °C;
- mass flow vapor quality ranging from 0.00 to 0.94;
- ammonia flow rate ranging from 1.4 to 8.4 g/s;
- antifreeze temperature ranging from 10 to 15 degrees below saturation temperature.



The thermal calculations were compared with the experimental results based on several parameters, including:

- amount of rejected heat;
- subcooling of the flow at the branch outlet;
- working fluid temperature in characteristic sections along the branch.

The study yields the following conclusions:

1. The proposed condenser design exhibits competitive high thermal characteristics.
2. The mathematical model of the condenser branch used in the condenser design stage is experimentally verified and recommended for further use.
3. To determine the heat transfer coefficient for condensation of two-phase flow in a smooth horizontal pipe, it is recommended to use Shah's correlation [3].
4. Gnielinski's correlation [4] is recommended for estimating the heat transfer coefficient in single-phase turbulent flow.
5. Muller-Steinhagen's [5] correlation is recommended for estimating the hydraulic resistance in the condensation mode.
6. The mass velocity for all experimental modes was over $100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, which eliminates the influence of gravity and allows the conclusions of this work to be applied for calculations of systems under microgravity conditions.

References

1. Gorbenko, G. A., Gakal P.G., Turna R.Yu., Hodunov, A. M. (2021). Retrospective review of a two-phase mechanically pumped loop for spacecraft thermal control systems. *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 24, pp. 27-37. <https://doi.org/10.15407/pmach2021.04.027>
2. Turna, R. Yu. (2021). Razrabotka kontseptsii dvukhfaznoy sistemy teplootvoda sputnika [Development of the concept of a two-phase heat rejection system for a satellite]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya – Aerospace Engineering and Technology*, no. 1, pp. 31–46.
3. Shah M. M. (1979). A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 22, no. 4, pp. 547–556. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(79\)90058-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(79)90058-9)
4. Gnielinski, V (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering*, vol. 16, no. 2, pp. 359-368.
5. Müller-Steinhagen H., Heck K. (1986). A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 20, no. 6, pp. 297–308. [https://doi.org/10.1016/0255-2701\(86\)80008-3](https://doi.org/10.1016/0255-2701(86)80008-3)



УДК 62-1/-9

ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР МІДНИХ КАПІЛЯРІВ

О. Г. Селезень, М. В. Шляхов, Р. С. Орлов

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

У системах забезпечення теплового режиму космічного і наземного застосування використовують насосні контури теплопереносу з однофазним або двофазним (киплячим) теплоносієм. Як теплоносій використовуються рідини з істотно відмінними теплофізичними властивостями: вода, аміак, розчини різних гліколів, спирти, фреони тощо.

Для забезпечення необхідного розподілу потоків теплоносія по гілках гідравлічної мережі, гасіння пульсацій двофазного потоку використовуються дроселі. Коли витрата в гілці мала, то раціонально дроселі виконувати у вигляді трубок малого діаметра (капілярів), підбираючи необхідну довжину. Для розрахунку гідравлічного опору капілярів необхідно знати коефіцієнт тертя Дарсі λ , який, у свою чергу, залежить від багатьох факторів, від числа Рейнольдса Re і відносної шорсткості трубок.

Відносна шорсткість визначається як відношення абсолютної шорсткості (середньої висоти виступів поверхні) до гідравлічного діаметра труби. Абсолютна шорсткість поверхні – параметр, який використовували в експериментах Нікурадзе, визначається як середній діаметр піщинок, які використовували для штучного надання рівномірної шорсткості трубам. Вона не має прямого зв'язку з вимірюваними параметрами шорсткості поверхні, такими як R_a , R_q , R_z і R_p [1]. Крім цього, характер залежності коефіцієнта тертя λ для труб з рівномірною шорсткістю відрізняється від залежності для технічних труб з нерівномірною шорсткістю. Шорсткість капілярів залежить від технології виготовлення трубок різними виробниками і зазвичай не відома.

Залежно від відносної шорсткості та числа Рейнольдса, коефіцієнт тертя λ може відповідати одному з п'яти режимів. Кожен режим характеризується особливою залежністю коефіцієнта тертя від Рейнольдса і шорсткості. Робочий діапазон експлуатації капілярів часто збігається з перехідними режимами, $2000 < Re < 4000$, в яких коефіцієнт тертя додатково залежить від багатьох факторів і погано піддається розрахунку.

Через складність визначення відносної шорсткості та необхідність врахування впливу інших чинників найнадійнішим є пряме експериментальне визначення гідравлічного опору капілярів у практично важливому діапазоні конструктивних і режимних параметрів на натурних або модельних теплоносіях.

Експерименти виконано на установці, яка включала напірний бак постійного рівня. Напір змінювався шляхом зміни висоти напірного бака над капілярами.

Виконано проливання мідних капілярів діаметром 0,8, 1,0 і 1,2 мм виробництва компанії FEINROHREN, Італія. Довжина експериментальних



зразків капілярів була від 0,04 до 0,3 метра. Експерименти проведено на дистильованій воді та ізопропіловому спирті в діапазоні чисел Рейнольдса $250 < Re < 6050$.

Було розраховано інструментальну та методичну похибку визначення коефіцієнта тертя λ . Сумарна відносна похибка оцінюється на рівні 5%.

Отримані експериментальні точки були накладені на графіки залежності $\lambda = f(Re)$ Нікурадзе [2] для труб з рівномірною шорсткістю. Однак, незважаючи на досить низьку інструментальну і методичну похибку, розкид експериментальних точок був досить великий, до 15%. Менший розкид спостерігався в царині ламінарних режимів, $Re < 2000$, коефіцієнт гідравлічного опору тут може бути розрахований за формулою Пуазейля. У турбулентній області, $Re > 4000$, λ можна розраховувати за формулою Блазіуса. У всьому діапазоні чисел Рейнольдса, включно з перехідною областю, можна використовувати універсальну формулу з роботи [3], задаючи відносну шорсткість капілярів 2...5%.

Отримані результати можуть використовуватися під час проектування гідравлічних мереж систем забезпечення теплового режиму з достатньою для інженерної практики точністю.

Перелік використаних джерел

1. Lorbek, Luka Impact of neglecting the variations in the relative surface roughnesses of capillary tubes on the accuracy of a capillary tube model [Text] / Luka Lorbek, Tomaz Katranik, Andrej Kitanovski // International Journal of Refrigeration. – 2021. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.04.022>
2. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И. Е. Идельчик. – М. : Машиностроение, 1992. – 365 с.
3. Черников, А. В. Обобщение расчета коэффициента гидравлического сопротивления трубопроводов [Текст] / А. В. Черников // Наука и технология углеводородов. – М. – 1998. – №1. – С. 21–23.



УДК 621.4

СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ СИСТЕМ ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ В МАШИНОБУДІВНІЙ ГАЛУЗІ

О. Рябчун, Є. Горбатюк, Д. Міщук

Київський національний університет будівництва і архітектури

Машинобудування є однією з ключових галузей промисловості, яка забезпечує розвиток економіки в багатьох країнах світу. Галузь машинобудування стикається з низкою складних викликів, що вимагають від компаній постійного розвитку і пошуку нових рішень. Одним з найбільших викликів для галузі машинобудування є зміни в енергетичному секторі. З ростом викидів парникових газів і забруднення навколишнього середовища, світ переходить до використання більш чистих джерел енергії, таких як сонячна та вітрова енергія. Це викликає потребу у розробці нових технологій, які дозволять машинобудівним компаніям створювати більш чисті та ефективні машини. Іншим важливим викликом є розширення світового ринку та зміни у споживацьких потреб. Наприклад, зростаюча популярність електричного та гібридного транспорту створює потребу у виробництві нових компонентів та технологій. Крім того, у зв'язку зі збільшенням кількості даних, що збираються за допомогою різних сенсорів та IoT-пристроїв, компанії машинобудування розвивають нові методи аналізу цих даних та використання їх для поліпшення якості своїх продуктів, зокрема, із впровадженням технологій штучного інтелекту в процеси машинобудування. Завдяки штучному інтелекту компанії створюють більш точні та ефективні рішення, зменшуючи витрати на виробництво та зменшуючи час розробки нових продуктів, а отже і зменшення енерговитрат.

Вибір енергоефективного обладнання є ключовим фактором у зменшенні витрат енергії. Використання високоефективних моторів може допомогти зменшити витрати на енергію.

Одним із основних недоліків традиційних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) є їх низький крутний момент при малих частотах обертання колінчастого валу (менше частоти обертання холостого ходу). Електродвигун, навпаки, при малих частотах обертання може передавати максимальний крутний момент, а при збільшенні частоти обертання, а величина його крутного моменту при цьому зменшується. Завдяки роботі електродвигуна-генератора в гібридних силових установках можна виключити найбільш складний режим роботи двигуна внутрішнього згорання (в діапазоні нижче обертів холостого ходу), що підвищує ККД силового агрегату в цілому.

Гібридні системи із поєднанням електропривода та ДВЗ поділяють на три різновиди: «мікрогібрид», «середній» та «повний» гібрид. В таких системах електропривод складається із електродвигуна-генератора, акумулятора (накопичувача електричної енергії, який складається з високовольтної та низьковольтної частин), інвертора (електричного перетворювача постійного



струму високовольтної батареї в змінний трифазний для електродвигуна і навпаки), трансмісії.

Концепція приводу «мікрогібриду» полягає в його електричній частині, яка використовується тільки для виконання функції «старт-стоп». При цьому, частина виробленої кінетичної енергії повторно використовується як електроенергія (процес рекуперації), а привід тільки на електротязі не передбачено (рис. 1, а). Електричний привід «середньої» гібридної установки допомагає роботі ДВЗ, при цьому, робота гібрида лише за рахунок електротяги не здійснюється (рис. 1, б). У даного типу гібридного двигуна електрична енергія регенерується при гальмуванні, а потім накопичується у високовольтній акумуляторній батареї. «Повний» гібридний тип силової енергоустановки дозволяє машині рухатися як за рахунок електричної тяги досить на велику відстань так і від ДВЗ (рис. 1, б), а при певних умовах силовий агрегат функціонує як «середній» гібрид.

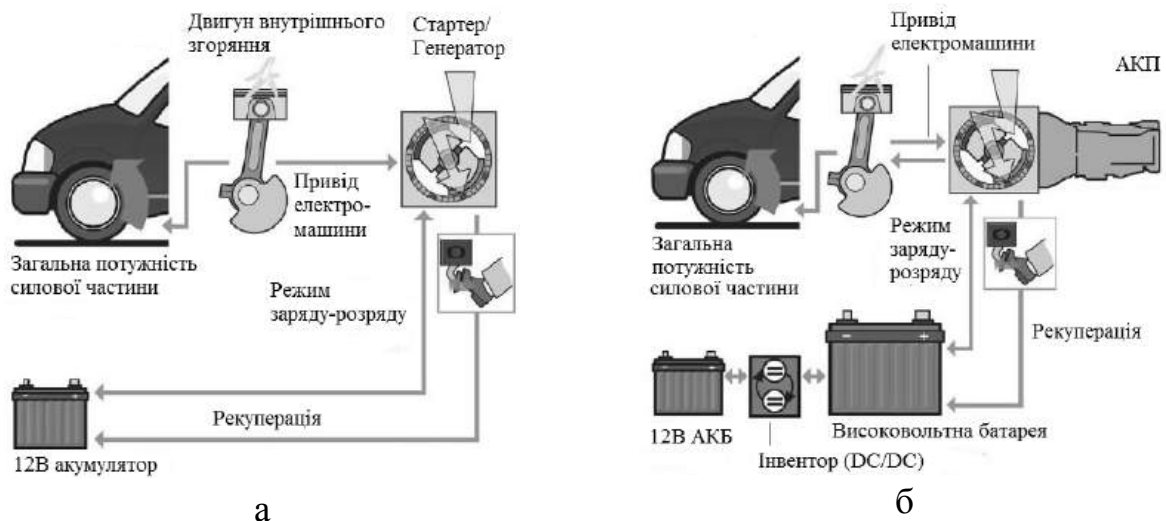


Рис. 1 – Конструкція «мікрогібриду» (а), «середнього» та «повного» гібриду (б)

Гібридні енергосистеми можуть бути з паралельними, послідовними, розгалуженими та комбінованими потоками передачі енергії. Системи з паралельним розподілом енергії складаються з послідовно з'єднаних електродвигуна-генератора та ДВЗ, таким чином, що сума одиничної потужності ДВЗ і потужності електродвигуна дорівнює повній потужності машини (рис. 2, а).

В системі роздільного гібридного приводу ДВЗ з електродвигуном-генератором з'єднуються паралельно через проміжний механізм та за допомогою планетарної передачі і трансмісії передають енергію на робоче обладнання машини (рис. 2, б). На відміну від паралельного гібридного приводу, передавати таким чином потужність на робоче обладнання окремими системами не можливо так як енергія, що виробляється, частково витратиться на корисну роботу машини, а частково, у вигляді електричної енергії, накопичуватиметься у високовольтній батареї. Силові енергосистеми з послідовним гібридним агрегатом складаються з ДВЗ, генератора і електродвигуна-генератора (рис. 2, в). і на відміну від описаних раніше концепцій, ДВЗ не може на пряму передавати потужність на робоче обладнання машини. Основний привід машини



здійснюється через електродвигун-генератор від високовольтного акумулятора. Якщо ємність високовольтної батареї занадто низька, запускається ДВЗ, який через генератор заряджає високовольтну батарею. Комбінований гібридний силовий агрегат представляє собою змішану форму роздільного та послідовного гібридного приводів до складу якої можуть входити один ДВЗ і два електродвигуни-генератори. ДВЗ і перший електродвигун-генератор працюють як роздільний привід, а другий електродвигун-генератор, який встановлюють окремо на робочому обладнанні машини працює в режимі послідовного приводу. Така концепція використовується в системах, де виконання корисної роботи дублюється різними робочими органами машини, наприклад в повнопривідних автомобілях.

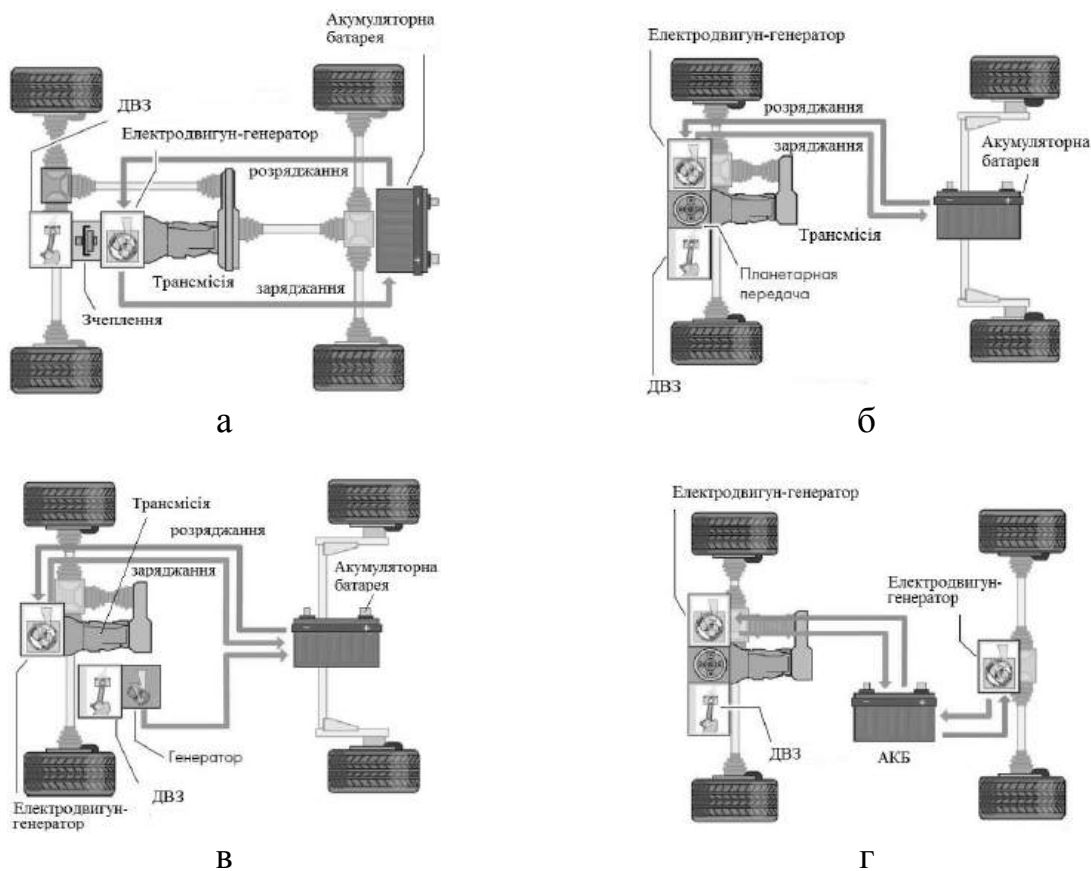


Рис. 2 – Паралельне (а), роздільне (б), послідовне (в)
та комбіноване з'єднання елементів гібридної силової система приводу

Застосування генератора водню в ДВЗ може значно знизити витрати пального, а також зменшити шкідливі викиди в атмосферу. Для роботи електролізера потрібна напруга 12 В та струм від 1 А, що може бути реалізовано від штатної електричної системи автомобіля. Так як для ефективної і безперервної роботи електролізера при напрузі 12 В необхідно струм 20 А, тому для цивільних автомобілів пропонується замінити штатний генератор на більш потужний. При застосуванні водню в якості додаткового палива для автомобіля з бензиновим двигуном, необхідно скоригувати кут запалення суміші в сторону його зменшення. Так як в робочу суміш додатково додаватиметься водень, для економії палива бажано встановити регулюючий клапан в системі подачі палива.



На Рис. 3 показано схема застосування електролізера на автомобілі для живлення бензинового ДВЗ.

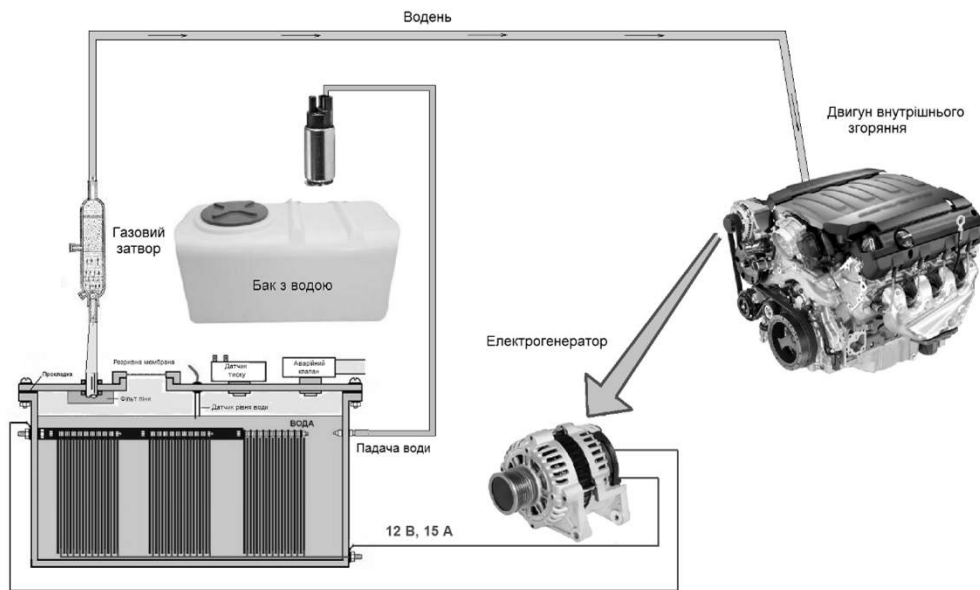


Рис. 3 – Схема підключення генератора водню для живлення ДВЗ автомобіля

Перелік використаних джерел

1. Оленич, Г. С. Зниження витрат пального автомобільним транспортом за рахунок застосування генератора водню [Текст] / Г. С. Оленич, Д. О. Міщук, М. М. Балака // Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту 2022, м. Дніпро, 29-30 квітня : зб. наук. пр. міжнар. конф. – 2022. – С. 61-65.

2. Міщук, Д. О. Моделювання розподілення енергетичних потоків машин та механізмів [Текст] / Д. О. Міщук, М. М. Балака. – К. : КНУБА. – 2023.– 110 с.



Промислова робототехніка

УДК 538.96

ВИКОРИСТАННЯ SOLIDWORKS MOTION ПРИ ПРОЕКТУВАННІ РОБОТІВ

А. О. Бреус, В. О. Максименко

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

Створення нових типів високотехнологічного устаткування, яке комплектується роботами, дозволяє суттєво збільшити якість і продуктивність у різних областях металообробки (механічна обробка, зварювання, складання, фарбування). На етапі проектування можуть виникати проблеми пов'язані з пошуком та реалізацією нових конструкторських та технічних рішень, це пов'язане з високими вимогами до точності позиціонування робочих органів роботів і устаткування як єдиної системи.

Одним з можливих рішень цієї проблеми є використання модулів, які входять до складу сучасних інженерних пакетів для проектування. Ключовим завданням при проектуванні роботів є кінематика руху виконавчих механізмів робота, що дозволяє суттєво знизити можливі помилки не тільки на етапі проектування, але й на етапі виготовлення та складання дослідного зразка. Для цього використовуються САД системи, які дозволяють спроектувати точну 3D модель виробу у відносно короткий термін, для подальшого вивчення кінематичного аналізу.

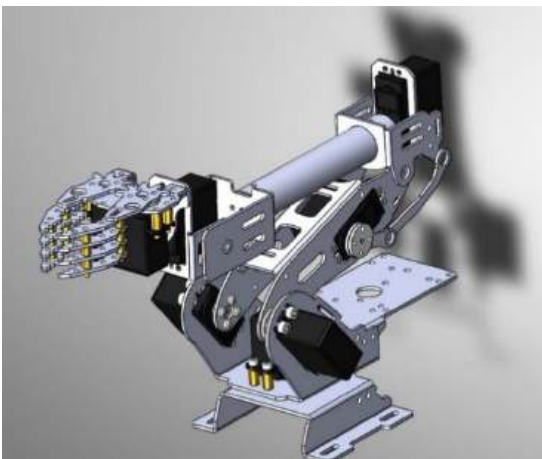


Рис. 1 – 3D модель робота

На рис. 1 показано 3D модель робота, яка створена з використанням програмного продукту SOLIDWORKS.

Одним з основних завдань моделювання руху механізмів є проектування спрощеної або експериментальної моделі. Для дослідження руху робота кінематичні ланки були замінені на «блоки» і умовами контакту, що дозволило забезпечити адекватне функціонування всіх ланок. У додатку SOLIDWORKS Motion був проведений аналіз руху, що дозволило

наблизити рух ланок до умов близьким до реальних. На етапі аналізу в додатку SOLIDWORKS Motion урахувалися такі параметри як обмеження руху, маса, властивості матеріалу, швидкість, контакт елементів.

УДК 621.7.014

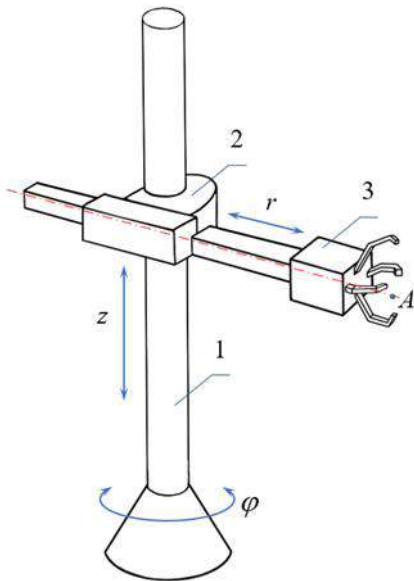
**АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ВЕЛИЧИНИ РУШІЙНИХ
СИЛ ТА МОМЕНТІВ ЦИЛІНДРИЧНОГО МАНІПУЛЯТОРА****О. Ю. Кладова, В. О. Чайка***Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Рис. 1

Однією з важливих задач робототехніки є визначення рушійних сил та моментів маніпуляторів, що необхідно для правильного вибору приводів, які забезпечують рухомість механічної системи робота.

Об'єктом аналізу є рушійні сили і моменти (далі, узагальнені сили) у кінематичних парах маніпулятора, що працює у циліндричній системі координат (рис. 1). Для спрощення розрахунків припущено, що центр ваги вантажу знаходиться на вісі ланки 3, точка А на рис. 1. Траєкторія та закон $v_A(t)$ руху робочого органу маніпулятора розглядається заданими. Зворотна задача кінематики з визначення рухів окремих ланок механізму розв'язана аналітично. Узагальнені сили визначено за допомогою рівнянь Лагранжу

другого роду

$$\begin{cases} I_{Oz}\ddot{\varphi} + 2m_3(r - l_{AC_3})\dot{r}\dot{\varphi} + 2m_1r\dot{r}\dot{\varphi} = Q_1, \\ (m_2 + m_3 + m_1)\ddot{z} + (m_2 + m_3 + m_1)g = Q_2, \\ (m_3 + m_1)\ddot{r} - m_3(r - l_{AC_3})\dot{\varphi}^2 - m_1r\dot{\varphi}^2 = Q_3. \end{cases} \quad (1)$$

де $q_1 = \varphi$; $q_2 = z$; $q_3 = r$.

На першому етапі розв'язання силами тертя знехтувано, а отримані методом кінетостатики реакції в кінематичних парах використано для другого етапу розв'язання вже з урахуванням сил тертя ковзання. Модель реалізовано у пакеті MathCad.

Для окремих задач отримано залежності узагальнених сил від часу. На рис. 2 показано узагальнені сили та координати, яким вони відповідають, за умови, що маса вантажа $m_1 = 450$ кг, маса третьої ланки $m_3 = 340$ кг: а) горизонтальна координата r робочого органу та рушійна сила Q_3 , Н, що діє на ланку 3, б) кут оберту φ і рушійний момент $Q_1 = M_1$, Нм, що забезпечує обертання ланок 2 та 3.

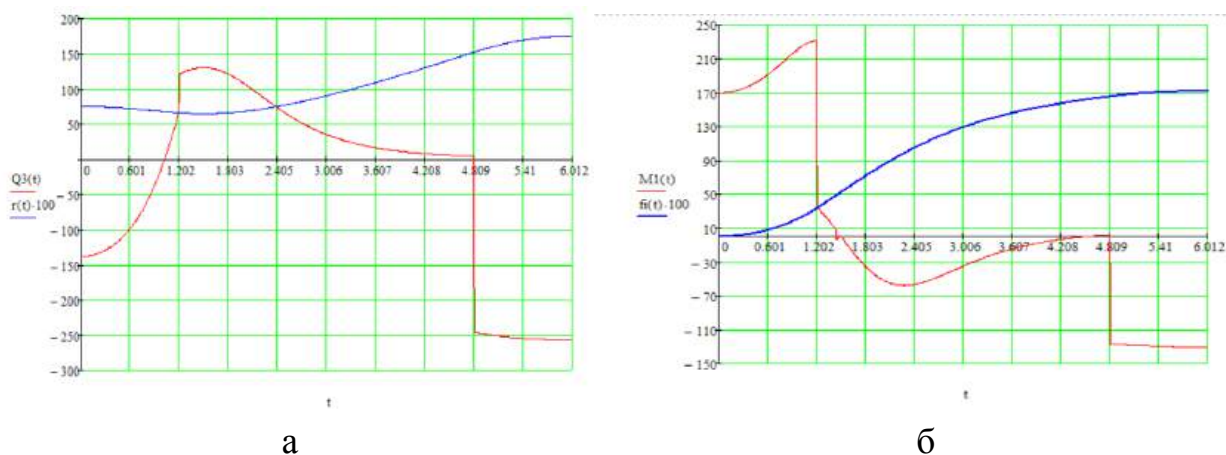


Рис. 2.

На рис. 3 показано, як впливає урахування сил тертя, коефіцієнт тертя в кінематичній парі 2-3 $\mu = 0,1$, на рушійну силу Q_3 , що діє на третю ланку: тонка суцільна лінія – розрахунок без тертя, товста лінія – з тертям. Додатково на рис. 3 пунктирною лінією показано збільшену в разів швидкість відносного руху ланки 3. Як бачимо саме сили тертя значною мірою визначають цю рушійну силу.

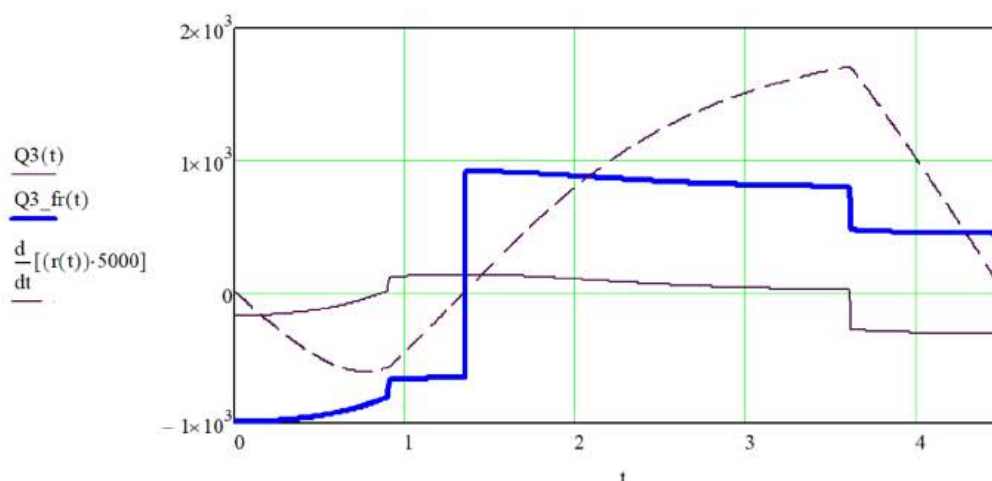


Рис. 3.

Результати дозволяють обґрунтовано обрати двигуни приводів ланок. Математична модель може бути використана також для вибору траєкторії руху вантажу, що є оптимальною з точки зору навантаження на механізм.

Той факт, що зворотна задача кінематики для цього маніпулятора розв'язується аналітично і однозначно, дозволяє використовувати розроблену математичну модель для тестування загального програмного комплексу, що аналізує кінематику і динаміку будь-якого маніпулятора з трьома ступенями вільності.

Аналіз отриманих результатів дозволяє поставити задачі подальшого вдосконалення математичної моделі:

1. Додати можливість враховувати вантаж як тверде тіло, а ні як матеріальну точку.
2. Включити в модель демпфіруючі елементи, що забезпечують згасання коливань, що можуть виникати під час руху.

Логістичні системи у виробництві

УДК 658

ЗАДАЧА ЕЙЛЕРА НА МАПІ ХАРКОВА (ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ОГЛЯДОВОГО ТУРИСТИЧНОГО МАРШРУТУ ПІД ЧАС АВТОБУСНОЇ ПРОГУЛЯНКИ МІСТОМ)

Є. О. Баранова, О. О. Баранов

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

Теорія ейлеревих графів була застосована для вирішення логістичної задачі, пов'язаної з розвитком туристичної галузі Харкова. Як відомо, нерідко виникають ситуації, коли пасажери потягів роблять пересадку на крупних вузлових станціях. При цьому часто пасажери мають чекати наступного потяга кілька годин. Пропонується зробити оглядову екскурсію протягом двох годин, коли гості нашого міста мають можливість не чекати на вокзалі, а насолоджуватися харківськими краєвидами. Для цього спочатку на мапі Харкова виділені дороги, які доцільно використовувати для оглядової екскурсії (рис. 1, а). Отримана сітка маршрутів є графом, де перехрестя вулиць представляються вершинами, а дороги – ребрами графу. Потім цей граф був проаналізований на предмет створення умов застосування теореми Ейлера про наявність парного ступеня для всіх вершин графа. Були виявлені непарні вершини, позначені цифрою «3» на рис. 1, б. Наявність таких вершин потребує модифікації початкового графу, тобто певної зміни маршруту, щоб всі вершини графу були парними; результат представлено на рис. 1, в. Червоне коло – початковий та кінцевий пункт екскурсії – Південний вокзал. Як видно, цей граф має всі парні вершини, що дозволяє застосувати алгоритм визначення ейлеревого циклу.

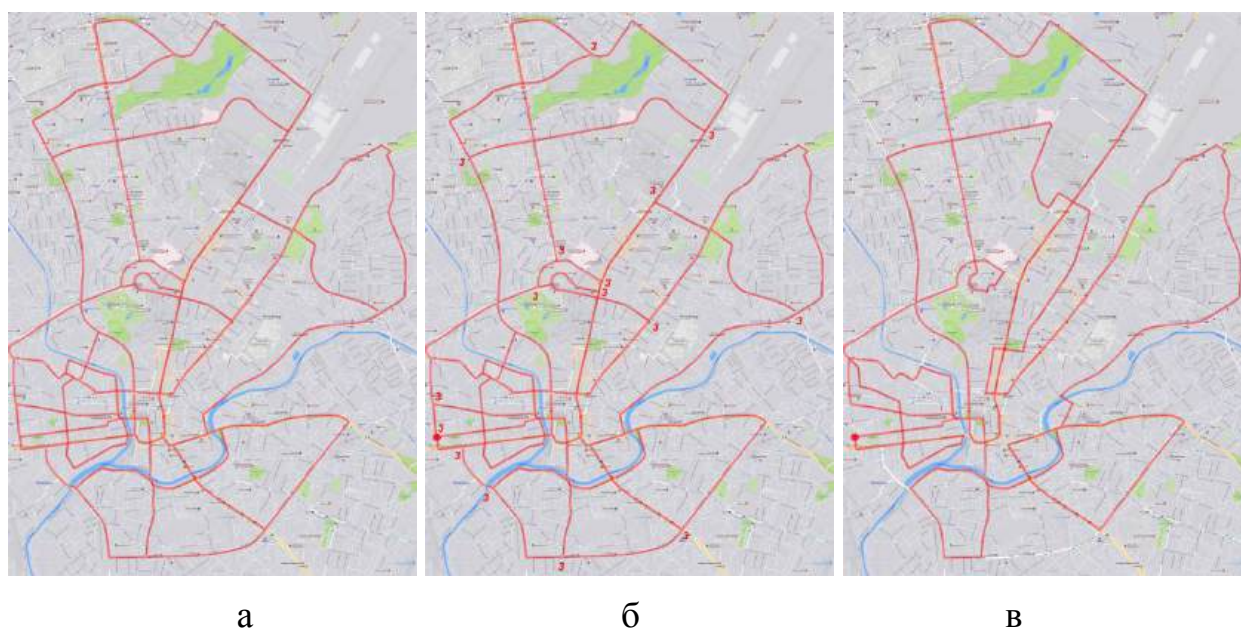


Рис. 1 – Формування унікурсального графа згідно з теоремою Ейлера



Результати застосування алгоритму наведені на рис. 2. Тут позначено всі магістралі, а також послідовність та напрямки руху. Користуючись ним, можливо організувати двогодинну оглядову екскурсію харківських краєвидів для пасажирів, яка починається і закінчується на Південному вокзалі.

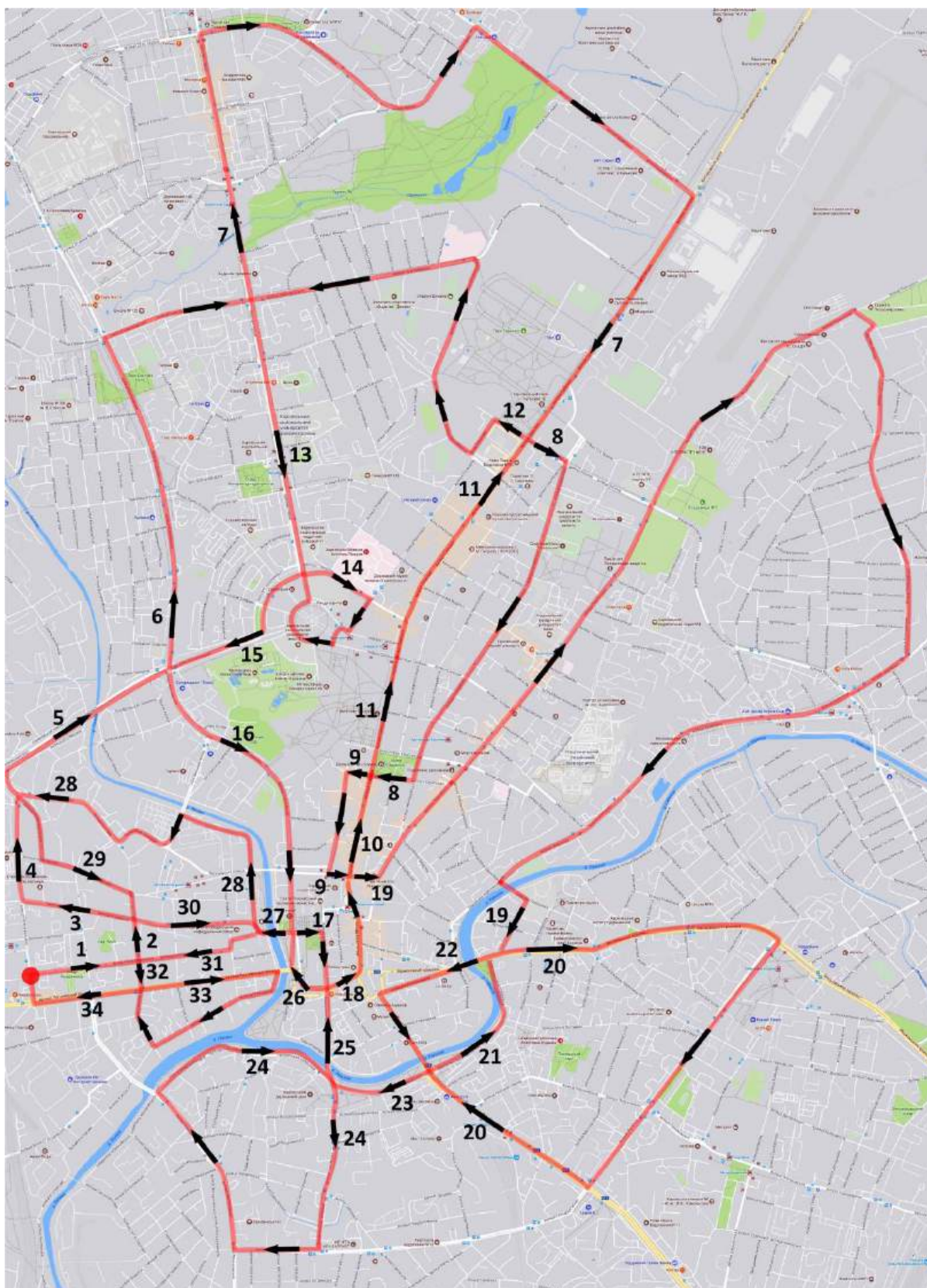


Рис. 2 – Оглядовий туристичний маршрут



УДК 62-1/-9

РОЗРОБКА ВУЗЛА РОЗЛИВУ РІДКИХ ЛІКАРСЬКИХ ФОРМ (РЛФ) АВТОМАТИЧНОЇ ЛІНІЇ ФАСУВАННЯ

С. В. Карпачов, Д. Р. Степаненко

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

Основною проблемою фасування лікарських препаратів є різноманітність форм препаратів і видів тари та упаковки. Рідкі лікарські форми (РЛФ) відрізняються великою різноманітністю серед яких звернемо увагу на нестерильні РЛФ, рис. 1.

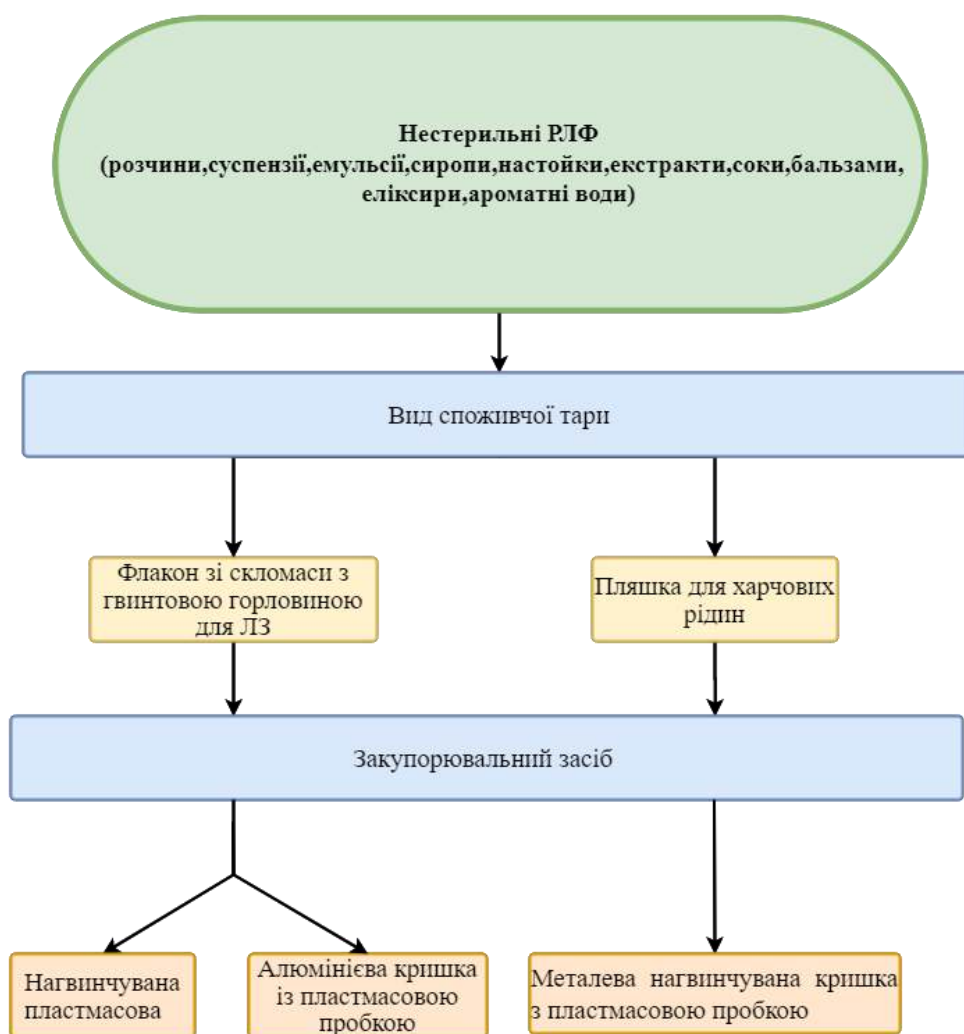
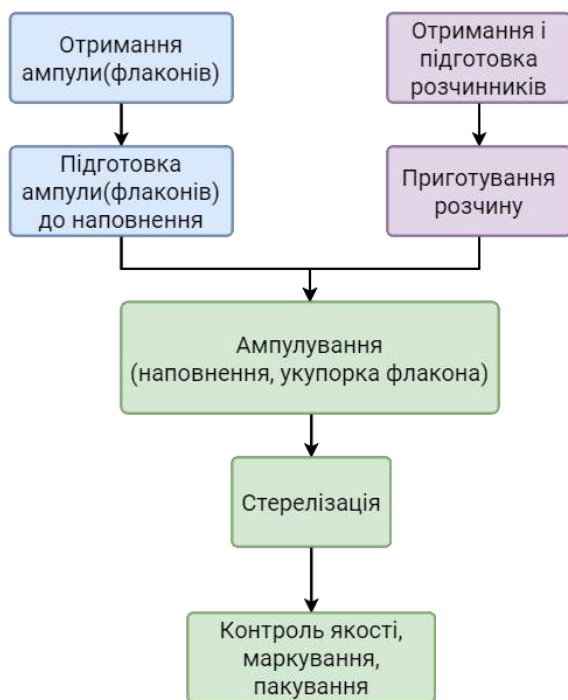


Рис. 1 – Форма нестерильні РЛФ та види її фасування

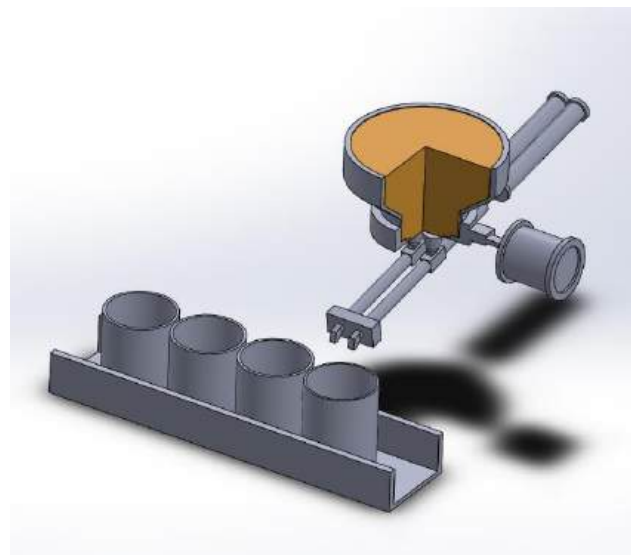
В даній роботі пропонується створити універсальний механізм, котрий автоматично фасуватиме РЛФ багатьох видів в різні тари. Таке рішення допоможе розширити спектр фасованих РЛФ на одній лінії, знизити бюджет на фасувальне обладнання та покращити швидкість і точність фасування.



Рис. 2, а описує кроки фасування РЛФ. Зупинимо увагу на третій крок, саме для цього етапу потрібен універсальний швидко переналаштовуваний механізм для фасування РЛФ. Проведений аналіз фасувального обладнання, в результаті якого були сформовані наступні критерії для розроблюваного обладнання, а саме: простота конструкції, легкоочистимість, надійність, точність, універсальність. При дотриманні цих критеріїв можна бути впевненим, що фасувальний механізм буде придатний для фасування більшої частини РЛФ. Під ці критерії гарно підходить обладнання з пневматичним механізмом так як є простим в роботі, можна легко переналаштувати та мають високі показники точності. За рахунок простоти конструкції вони надійні і їх можна налаштувати під широкий спектр РЛФ.



а



б

Рис. 2 – Кроки фасування РЛФ (а) та 3D модель вузла розливу РЛФ (б)

Після формування технічного завдання розробимо модель вузла розливу РЛФ, котра зображена на рис. 2, б. Розробка системи керування головний і важливий етап для подальшого збирання лінії. Тому для перевірки роботи алгоритму системи керування почнемо з моделі. Керувати системою будемо за допомогою промислового логічного контролера (ПЛК). Модель перевірена на відповідність алгоритму та задовольняє нас в повному обсязі. Наступний етап розвитку даного проекту збирання вузла розливу РЛФ та налаштування його роботи. Після чого можна переходити до наступних вузлів лінії і в такому ж порядку створювати їх. Отже в роботі розроблений вузол розливу РЛФ, створена його 3Д модель та модель системи керування, перевірена її відповідність алгоритму роботи.



Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

УДК 629.7.036.3

МОДЕЛЮВАННЯ ПОЛЯ ШВИДКОСТІ ПОВІТРЯ У КАМЕРІ ПІДШИПНИКА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

А. В. Ковальов, І. І. Петухов, М. С. Гуманов

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

Підвищення параметрів термодинамічного циклу авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) і зменшення розмірів конструкції призводять до збільшення частоти обертання ротора, термічного та динамічного навантаження на деталі та ускладнює умови їхнього охолодження. Особливо напруженими в цьому відношенні є підшипникові вузли роторів. Тому критично важливим є достовірне визначення процесу теплообміну в камері підшипника під час їх розробки та експлуатації. Це завдання ускладнюється наявністю обертового повітряно-масляного потоку [1]. Найбільш значущі ефекти взаємодії фаз та впливу частоти обертання валу виявляються при русі крапель у кільцевому проміжку між валом та внутрішньою стінкою статора камери підшипника. Такий рух може описуватися як двовимірний при попередньому визначенні поля швидкості повітря. При цьому важливо якомога точніше описати вплив частоти обертання валу на поле окружної швидкості повітря.

При нерухомому зовнішньому циліндрі окружна швидкість повітря в проміжку збільшується від нуля на його поверхні до швидкості обертання поверхні валу. У такому випадку значний вплив на потік спричиняє поле масових сил та режим його течії, який визначається числом Тейлора [2]. Для ламінарної течії профіль окружної швидкості визначається відомим аналітичним рішенням Куетта [2]. Тороїдальні вихори реалізуються тільки на перехідному режимі при числах Тейлора менше 400.

Для розвиненого турбулентного режиму, який найбільш характерний для камери підшипника ГТД, такі вихори відсутні. Однак визначити поле окружної швидкості повітря аналітично неможливо. В даній роботі для цього використовується класичний підхід, коли течія в ядрі потоку об'єднується з прикордонним шаром. Для ядра потоку розглядається потенційна вихрова течія [2], а для пристінкової області використовується двохшарова апроксимація [3] «в'язкий підшар + логарифмічний шар» з універсальними безрозмірними профілями швидкості. При цьому швидкість течії та динамічна швидкість, яка визначається дотичною напругою, розраховуються для валу з урахуванням його обертання.

Пристінні шари «зрощуються» при значенні $11,57$ безрозмірної відстані від стінки, а координата стиковки логарифмічного шару з ядром складає 50 . Коефіцієнт пропорційності для шляху турбулентного змішування дорівнює $0,4$.



Отриманий профіль окружної швидкості враховує геометрію кільцевого простору та внесок обертання валу, добре узгоджується з експериментальними даними [4] (рис.1). При необхідності, точність можна додатково підвищити за рахунок корекції координати стиковки логарифмічного граничного шару з ядром потоку.

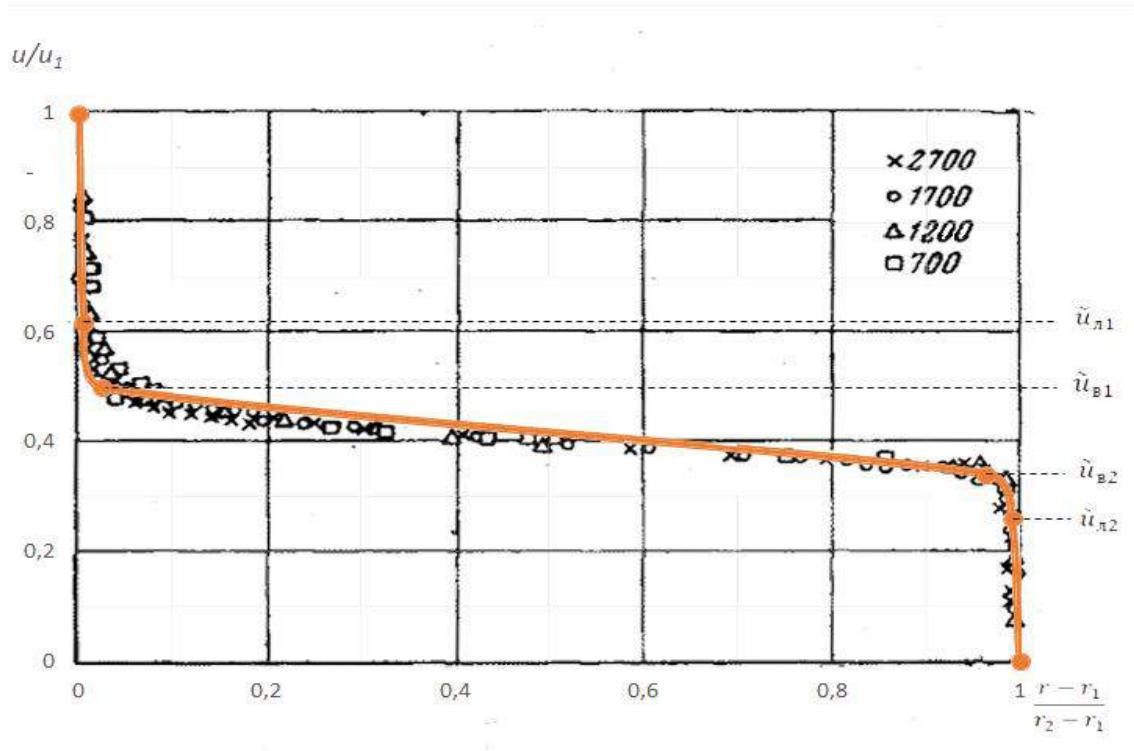


Рис. 1 – Профіль окружної швидкості повітря для камери [4]

Перелік використаних джерел

1. Busam, S. Internal bearing chamber wall heat transfer as a function of operating conditions and chamber geometry [Text] / S. Busam, A. Glahn, S. Wittig // J. Eng. Gas Turbines Power. – 2000. – №. 122(2). – P. 314-320.
2. Щукин, В. К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил [Текст] / В. К. Щукин. – М. : Машиностроение, 1970. – 332 с.
3. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л. Г. Лойцянский. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
4. Устименко, Б. П. О гидродинамике потока в кольцевом канале с внутренним вращающимся цилиндром [Текст] / Б. П. Устименко, В. Н. Змейков // ТВТ, 1964. – Т. 2, Вып. 2. – С. 250–259.