

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» 2024



УДК [621.4+536.7-621.865.8] (063)

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», 2024. – 101 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



Олег Кіслов
Завідувач кафедри
теорії авіаційних
двигунів (201),
к.т.н., професор



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



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



Сергій Нижник
Завідувач кафедри технологій
виробництва авіаційних
двигунів (204),
к.т.н.

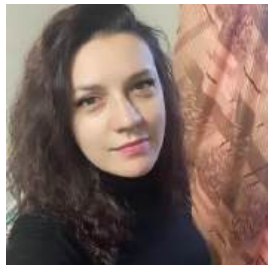


Павло ГАКАЛ
Завідувач кафедри
аерокосмічної теплотехніки
(205),
д.т.н., професор

Робоча група:



Євген МАРЦЕНЮК
Секретар/організатор/
координатор



Ганна МАРТАКОВА
Головний редактор



Олександр БЛОГУБ



Олексій БОНДАРЕНКО



Сергій СВІЩЕНЦЕВ
Розробник сайту конференції



ЗМІСТ

Загальні питання двигунобудування та механіки

OPEN ROTOR ENGINE CONCEPT IN ULTRA-HIGH BYPASS RATIO ENGINES <i>Hongxue Liu, Yevhen Martseniuk</i>	8
THE CONCEPT OF MORE ELECTRIC AIRCRAFT <i>Lei Zhang</i>	11
REGULATION OF RADIAL CLEARANCES IN TURBINES AND COMPRESSORS <i>Quanhui Cao</i>	14
BLADE FLUTTER SUPPRESSION IN TURBOFAN-ENGINES WITH HIGH BYPASS RATIOS <i>Li Jinghe</i>	17
FLAME STRUCTURE AND POLLUTION EMISSIONS FROM LEAN PREMIXED PREVAPORIZED COMBUSTION CHAMBERS <i>Ao Xu</i>	19
УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДОЗУЮЧИМ НАСОСОМ В ГАЗОТУРБІННОМУ ДВИГУНІ <i>Д. К. Дмитрієв</i>	21
ВІЗУАЛІЗАЦІЯ РУХУ І КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ <i>О. Ю. Кладова, М. П. Ковальов, А. С. Сорока</i>	22
ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДНОСНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ДЕТАЛЕЙ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ, ЩО ЗНАХОДЯТЬСЯ ПІД ВПЛИВОМ ПІДВИЩЕНИХ ТЕМПЕРАТУР ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕНЗОРЕЗИСТОРІВ <i>С. С. Кригін</i>	23
АНАЛІЗ РОБОТИ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА АВІАЦІЙНОГО ПАЛИВНОГО НАСОСУ ШЕСТЕРЕНЧАТОГО ТИПУ <i>В. І. Назін, П. Є. Горбова</i>	25
ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ І ФОРМИ ПРОФІЛІВ ЗУБЦІВ ПРИ ПРОГНОЗУВАННІ ДОВГОВІЧНОСТІ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ З ДВООПУКЛО-ВВІГНУТИМИ ЗУБЦЯМИ <i>О. А. Папаїка, А. В. Кузнецова</i>	27
ДО ПИТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПОЛЯ ШВИДКОСТІ ПОВІТРЯ У КАМЕРІ ПІДШИПНИКА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА <i>І. І. Петухов, А. В. Ковальов</i>	29



ВИВЕДЕННЯ ГЕНЕРАЛЬНИХ РІВНЯНЬ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ 2А – АІ З УРАХУВАННЯМ КУТІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ ДЛЯ РАДІАЛЬНОГО ДАЛЬНЬОГО РОЗТАШУВАННЯ САТЕЛІТІВ <i>Д. М. Пупоть, Т. В. Гереш</i>	30
АНАЛІЗ АКТУАЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ КЕРАМІКИ В ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛАХ <i>А. О. Рак, О. М. Гнисько</i>	32
АНАЛІЗ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ СЕКЦІЇ ПОВІТРОПРОВОДУ В СЕРЕДОВИЩІ ПАКЕТУ LS-DYNA <i>М. О. Чиркун, О. Г. Нарижний</i>	34
АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЕНЕРГІЇ КРИСТАЛІЗАЦІЇ НА ЕНЕРГІЮ ІОНІВ ПРИ УТВОРЕННІ НАНОСТРУКТУР У ПОВЕРХНЕВИХ ШАРАХ АЛЮМІНІЄВИХ СПЛАВІВ <i>Ю. В. Широкий, Є. І. Фесенко</i>	35
Теорія і робочі процеси двигунів та енергоустановок	
ПРО ЕКВІВАЛЕНТНИЙ ШЛЯХ РЕАКЦІЇ ГОРІННЯ, ЩО ВІДБУВАЄТЬСЯ ПРИ НЕСТАНДАРТНОМУ ТИСКУ <i>М. В. Амброжевич, М. А. Шевченко, М. А. Шляхова, Д. М. Чиж</i>	36
АПРОКСИМАЦІЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБІНИ <i>П. Є. Горбова, О. В. Кіслов</i>	41
РОЗРАХУНОК ПРОСТОРОВОЇ ТЕЧІЇ В РОБОЧОМУ КОЛЕСІ КОМПРЕСОРА ГТД <i>Д. О. Гринченко, В. А. Даценко, К. В. Фесенко</i>	44
ЧУТЛИВІСТЬ КУТА НАТІКАННЯ У СТУПЕНІ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА ДО ЗМІНИ УМОВ РОБОТИ <i>О. В. Кіслов, Д. М. Чиж</i>	47
ПОРІВНЯННЯ ЗМІНИ ТИСКУ ВЗДОВЖ ТРУБИ ДЛЯ СТИСНЕНОГО ТА НЕСТИСНЕНОГО РОБОЧОГО ТІЛА <i>К. В. Рябчук, О. В. Кіслов</i>	50
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИН РАДІАЛЬНОГО ЗАЗОРУ У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ РОБОЧОГО КОЛЕСА НА ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ПОТОКУ <i>О. Г. Селезень, В. А. Даценко</i>	53



ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА СТУПЕНІ ОСЬОВОГО БАГАТОСТУПЕНЕВОГО КОМПРЕСОРА <i>Г. В. Фотенко, В. А. Даценко</i>	55
РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ОДНОВАЛЬНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА ТРДД <i>Г. В. Фотенко, О. В. Кіслов</i>	57
ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЗВУКОВОЇ НАДКРИТИЧНОЇ ТЕЧІЇ У КОМПРЕСОРНІЙ РЕШІТЦІ ПРОФІЛІВ <i>Г. В. Фотенко, Н. В. Піжанкова</i>	61

Конструкція і міцність

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЛОПАТКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА КОМПРЕСОРА ГТД ЗА ДОПОМОГОЮ РІЗНИХ ПРОГРАМ <i>В. Р. Галетинко, В. А. Даценко, К. В. Фесенко</i>	67
ДВОВИМІРНІ ТА ТРИВИМІРНІ РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ ДИСКУ КОМПРЕСОРА ГТД <i>Є. Р. Галетинко, Д. Г. Кварта, В. А. Даценко, К. В. Фесенко</i>	70
ВИБІР ЗАКРІПЛЕНЬ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ НАВАНТАЖЕНЬ В З'ЄДНАННІ «ДИСК – ЛОПАТКА ТУРБІНИ» <i>Д. С. Онацький, О. В. Білогуб</i>	73
ВПЛИВ КОНФІГУРАЦІЇ РЕЛЬЄФУ ЖОРСТКОСТІ НА ДЕФОРМАЦІЙНО-МІЦНІСТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЗЕРВУАРУ <i>О. А. Папаїка, Н. М. Московська</i>	76
АНАЛІЗ З'ЄДНАННЯ ПОРШНЯ З ПАЛЬЦЕМ <i>Д. О. Трифонов, О. В. Білогуб</i>	80

САК і діагностика

ПНЕВМАТИЧНІ ТА ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНІ СХЕМИ КЕРУВАННЯ ПРИВОДАМИ РОБОТА: ПЕРЕВАГИ ТА НЕДОЛІКИ <i>В. О. Чайка, Д. Р. Степаненко</i>	84
---	----

Технологія виробництва двигунів

ПРОГРАМНИЙ РОЗРАХУНОК ДЕФОРМАЦІЙНОГО ПОЛЯ ПАНЕЛІ ЖОРСТКОСТІ ПРИ ІМПУЛЬСНОМУ НАВАНТАЖЕННІ <i>О. С. Кокотіна, В. В. Третьак</i>	86
---	----



Теплоенергетика та енергозбереження

ВИКОРИСТАННЯ ДВОФАЗНИХ КОНТУРІВ ТЕПЛОПЕРЕНЕСЕННЯ ДЛЯ ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОТУЖНОЇ ЕЛЕКТРОНІКИ ТА ДАТА-ЦЕНТРІВ <i>В. В. Кізіленко, Г. О. Горбенко</i>	88
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ В СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ <i>П. Г. Гакал, І. І. Третьяк, М. О. Арефьєва</i>	90
ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ МАСЛОРАДІАТОРІВ АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ <i>Т. П. Михайленко, О. В. Горідько, І. І. Петухов</i>	92
ТЕПЛООБМІННИЙ АПАРАТ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ВОДНЕВОГО ПАЛИВА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА <i>І. І. Петухов, О. Ю. Лисиця, М. С. Гуманов</i>	93

Промислова робототехніка

ЗАСТОСУВАННЯ ТЕОРІЇ МАСОВОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЦЕНТРАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТАЛЬНОГО МАГАЗИНУ ГНУЧКОГО РОБОТИЗОВАНОГО ВИРОБНИЦТВА <i>Є. О. Баранова, О. О. Баранов</i>	94
РОЗВИТОК АНІМАЦІЇ РОБОТІВ У СЕРЕДОВИЩАХ ВІРТУАЛЬНОЇ РЕАЛЬНОСТІ <i>С. М. Коваленко, О. В. Торосян</i>	96
КЕРУВАННЯ РОБОТОМ У СЕРЕДОВИЩІ ПРОГРАМУВАННЯ LABVIEW <i>М. М. Крамарев, А. О. Бреус</i>	97
ВИКОРИСТАННЯ LEGO-РОБОТІВ ДЛЯ ІМІТАЦІЇ РОБОТИ МАРСОХОДА <i>А. В. Рачук, Т. О. Постельник</i>	98

Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

МОДЕЛЮВАННЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ У САПР MATLAB SIMULINK <i>В. О. Чайка, О. В. Бєлявський</i>	99
---	----



Загальні питання двигунобудування та механіки

UDK 621.452

OPEN ROTOR ENGINE CONCEPT IN ULTRA-HIGH BYPASS RATIO ENGINES

Hongxue Liu, Yevhen Martseniuk

National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute»

For the jet engine, high engine efficiency can be achieved by improving thermodynamic efficiency and propulsion efficiency, thermodynamic efficiency associated mainly with increased engine pressure ratio (EPR) and turbine inlet temperature (TIT). However, for traditional core engines at this stage, the improvement of thermodynamic efficiency is limited by material properties and cooling technology. Therefore, some research focuses on improving the propulsion efficiency, associated with increased bypass ratios (BPR), and the higher the bypass ratio, the higher the propulsion efficiency. The existing Turbo Fan Engines produce Thrust more than any other engine because of the By-Pass Ratio thrust.

However, propulsive efficiency, highly dependent on the BPR, is currently limited, due to the inherent high BPR of ultra-high bypass ratio engines results in a larger fan diameter, and the blade tip speed increases with the increase in fan size. To avoid reaching the speed of sound, the fan speed needs to be reduced. Therefore, when the BPR exceeds 10, the design goal of the engine is to make the turbine and fan run at their optimal speeds throughout the entire flight phase.

This goal can be achieved through the three-spool engine and the geared turbofan (GTF) structure. However, the weight and drag losses caused by the fan casing of these two engine structures may even exceed the economic benefits brought by the improvement in fuel efficiency. With the development and advancement of technology, if the additional weight and resistance problems caused by the oversized diameter fairing can be overcome, the open rotor structure can be adopted. The open rotor engine concept avoids the negative losses caused by the elimination of the fan casing, and can theoretically achieve a higher bypass ratio.

The European Aviation Safety Agency (EASA) defined it in 2015 as: A turbine engine featuring contra-rotating fan stages not enclosed within a casing. The principle of open rotor is to distribute the power of a power turbine (compressor that does not push core airflow) to two counter-rotating fans through a gearbox. The outer side of this fan also works at circumferential supersonic speeds like the thrust fan of an ultra-wide chord turbofan engine. The open-rotor engine dispenses with the encasement typical of traditional turbofan engines, which increases the flow of cool air, the quantity of air sucked in and expelled by the engine achieving an ultra-high bypass ratio, thus the quantity of moving air can be increased without increasing the plane's weight.

There are two propulsion modes in open rotor engine: push type and traction type.

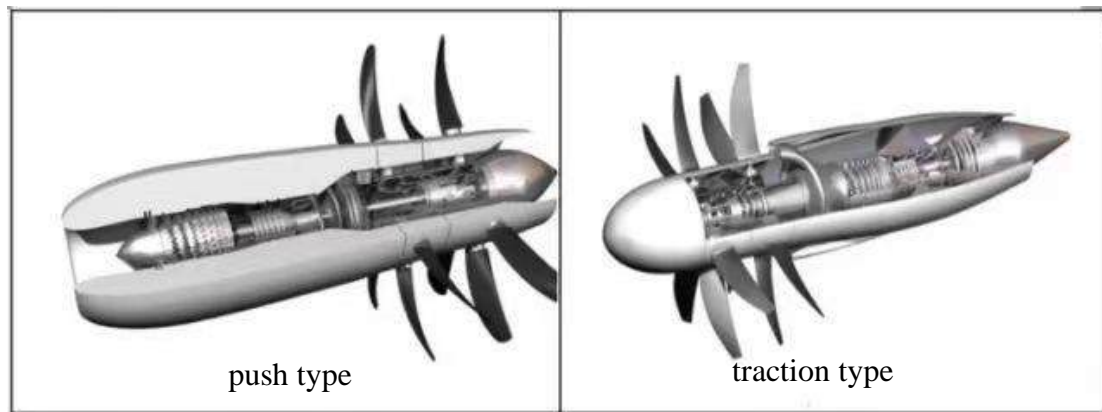


Fig. 1 – Different propulsion modes of open rotor engines

Advantages of open rotor engine:

- 1) Reduce fan front speed and increase thrust;
- 2) Improved efficiency;
- 3) Reduce weight and resistance;
- 4) High bypass ratio, high efficiency.

Disadvantages of open rotor engine:

- 1) Large noise caused by the interaction of the blades;
- 2) Inconvenient installation;
- 3) The requirements for the structural strength of blade materials are higher.

Methods that scientists have tried to reduce noise

The diameter of the first-stage blades is a little larger than that of the second-stage blades, so that the airflow on the outermost layer accelerated by the first-stage blades will not be torn apart by the second-stage blades. This layer of airflow covers the torn airflow inside and plays a sound insulation role. However, the effect is very unsatisfactory.

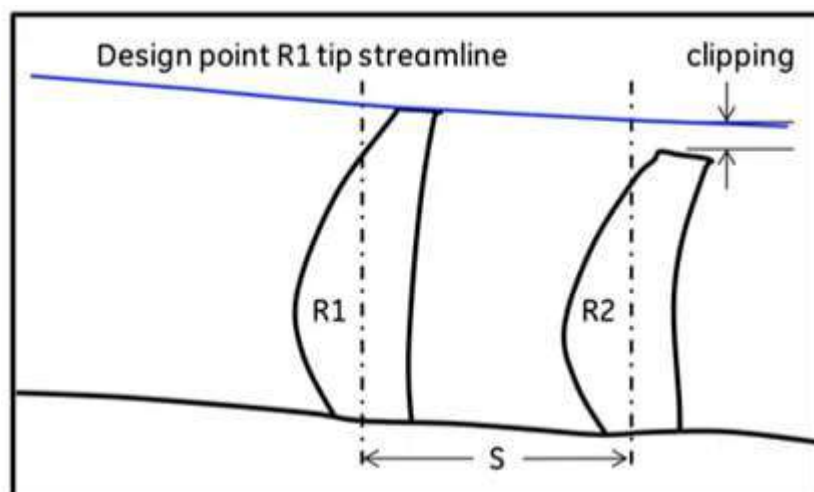


Fig. 2 – Open rotor tip streamline illustrating aft clipping



Creating a brand-new aerodynamic layout for the aircraft, using the main wings and tail wings to wrap the open-rotor engine to reduce noise, but the effect is still not very ideal.

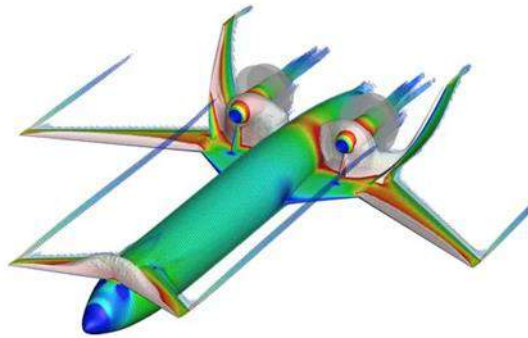


Fig.3 – Open rotor tip streamline illustrating aft clipping

In order to avoid the design and development of brand-new aircraft and reduces research and development costs and delivery cycles, we can just make some change based on the current landing gear structure for installation.

- (1) Increase the length of the landing gear;
- (2) Increase the distance between the engine and the centerline of the fuselage;
- (3) Increase the landing gear retraction trajectory;
- (4) Reduce engine diameter through improvements in engine core technology and repositioning of engine equipment (such as flattening of the B737 engine nacelle);
- (5) Increase the wing dihedral angle;
- (6) Reduce nacelle thickness.

Through this research we can know the main advantage of the open rotor is that the bypass ratio can be greatly increased, thereby effectively reducing fuel consumption. Its propulsion efficiency is significantly higher than that of ordinary turbofan engines, but its maximum cruising speed is slightly lower due to the limitation that the propeller fan tip does not generate excessive shock waves; and the noise and the requirements for material are more difficult to overcome. It is generally believed that this technology may not be adopted unless oil prices increase significantly.



UDK 621.452

THE CONCEPT OF MORE ELECTRIC AIRCRAFT

Lei Zhang

National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute»

In recent years, as environmental protection issues have become increasingly important. The aviation industry has also been impacted and has begun to pay attention to reducing carbon emissions. It can be seen that in recent years, airlines have been vigorously promoting emission reduction measures similar to carbon neutrality plans. Reduce your greenhouse gas emissions through carbon compensation plans, switching to new and more efficient aircraft, and using renewable energy. Some aviation manufacturers stated that electrification is the next major direction for aviation.

The current development of electric engines includes the following companies:

1. Air Company in Israel

According to Reuters, on October 19th, AIR launched its first easy-to-use electric vertical takeoff and landing (eVTOL) aircraft, the AIR ONE, with plans to sell directly to American consumers starting from 2024.



Fig. 1 – Photo of eVTOL

2. The cheapest airplane

BlackFly is an insect with excellent aerodynamics and vertical takeoff and landing capabilities, and this machine happens to be an eVTOL (electric vertical takeoff and landing) aircraft. Because the black carbon fiber in the fuselage is the same color as BlackFly, this aircraft is named BlackFly. BlackFly has a full charge range of 40 kilometers for only 13 yuan, and ordinary people can learn it in two days.



Fig. 2 – Photo of BlackFly

3. Tesla Electric Aircraft

Recently, Musk revealed his idea of building a helicopter electric plane on social media. However, he stated that due to Tesla's extensive business scope at the current stage, which takes up too much of his time, he really doesn't have any extra energy.

4. Geely Electric Aircraft in China

Recently, a company named Volocopter, invested by Geely in China, tested its latest electric aircraft product, the Volocopter 2X, during the Paris Air Forum. It is reported that Volocopter is preparing to turn this aircraft into an air taxi, and if everything goes smoothly, it will introduce the air taxi service to Paris, France before the 2024 Paris Olympics, allowing friends participating in the Olympics to feel the pleasure of flying through Olympic venues.



Fig. 3 – Photo of Volocopter 2X

Although electric engines have developed well in the automotive industry, there is no possibility of large-scale application of all electric aircraft in the foreseeable future. In fact, whether it is cars, airplanes, or other means of transportation, they all face many problems when using electric propulsion. The first issue is the power supply. In addition, safety issues also limit the possibility of using electric aircraft. But electric



planes also have a chance. Airbus and engine manufacturer Rolls Royce are using the BAe 146 aircraft as a platform to try a combination of electric and fossil fuel to reduce carbon emissions, a plan called E-Fan X.

Overall, all electric aircraft will be difficult to apply on a large scale for at least 30 years. Of course, from the attempts of aviation manufacturers, we still have the opportunity to see aircraft like the Airbus E-Fan X that provide partial electric power. However, factors such as cost will still limit its market share. Even in some regional and short haul markets, some manufacturers have already manufactured prototypes of fully electric aircraft, but it is still too early to say that they are the future trend. Perhaps it will be 100 years before we can see the widespread adoption of electric aircraft in the world.

UDK 621.452

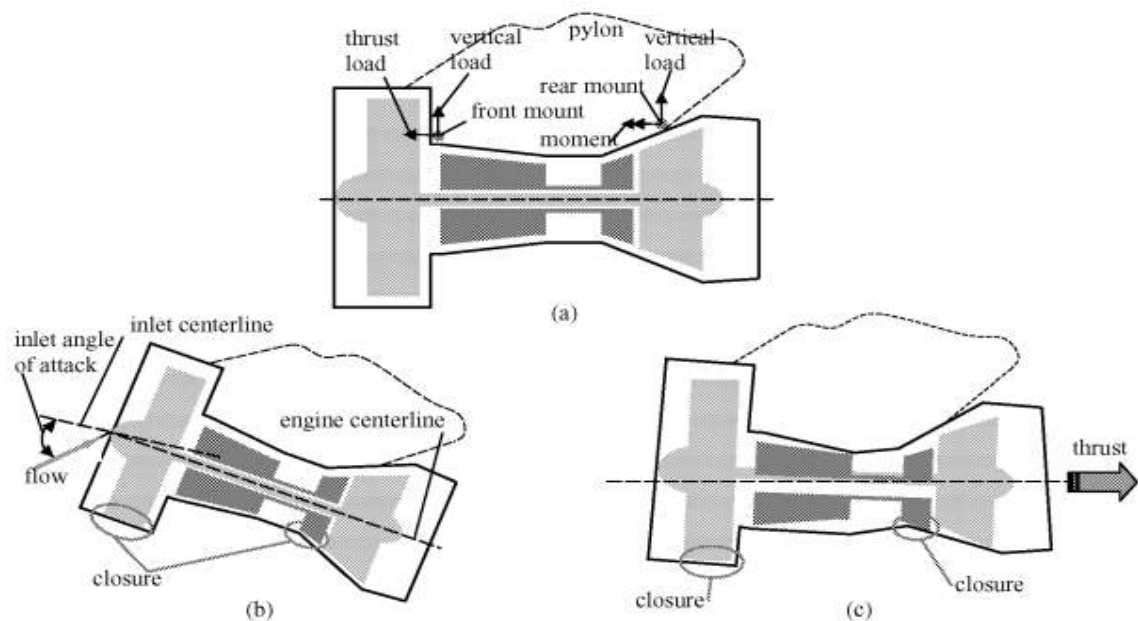
REGULATION OF RADIAL CLEARANCES IN TURBINES AND COMPRESSORS

Quanhui Cao

National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute»

Aircraft engines are integral components of modern aircraft, providing the necessary power to propel them through the air. The design and performance of aircraft engines directly impact flight efficiency, range, and safety. In the design and manufacturing process of engines, the regulation of radial clearances is paramount. Radial clearances refer to the distance between rotating and stationary components within the engine, and they have significant implications for engine sealing, mechanical wear, and thermal effects. Therefore, effective management and adjustment of radial clearances are critical to ensuring the performance and reliability of aircraft engines.

Factors affecting clearance



(A) Engine mounts and load paths, (B) Closures due to aero loads, (C) Closures due to thrust loads

Fig. 1 – Factors affecting clearance

It comes from aerodynamic, thrust and loads. Because engines are not mounted to the aircraft on their centerlines, aerodynamic and thrust load reactions create an applied moment on the case that causes the structure to bend relative to the rotor.

Aerodynamic loads on the inlet cowl create shear forces and bending moments on the fan case that can carry through the engine, deflecting the cases throughout. These loads are created by the bending of the air stream entering the fan inlet thus dependent on fan airflow, inlet angle of attack, and aircraft speed.



1. Blade Tip Labyrinth Seals

The research on tip labyrinth seal abroad is relatively early. The research content mainly involves the mechanism of clearance leakage loss and the influence of structural parameters on leakage loss. The research process is mainly based on the combination of theory and experiment, and considerable research results have been obtained.

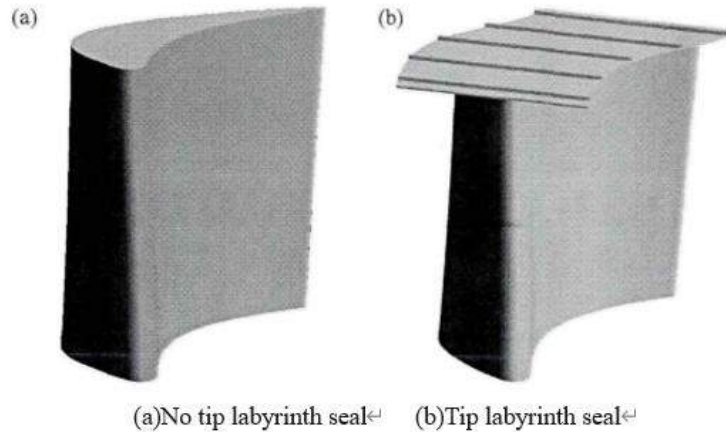


Fig. 2 – A schematic diagram of labyrinth seal structure with or without labyrinth seal structure at blade tip

2. Active thermal clearance control

Active thermal clearance control (ATCC) is a commonly used tip leakage control method for aero-engine turbines. Compared with the tip labyrinth seal, this leakage control method plays a role in adjusting the tip clearance size by adjusting the thermal deformation of the casing, thereby reducing the tip leakage rate. This tip leakage control method can also adjust the asymmetric clearance. It has been widely used to make up for the shortcomings of traditional leakage control methods. Engines such as JT9D, CFM56, PW4000, V2500, GE90 which have adopted ATCC. The high pressure turbine ATCC of the C F M series engine developed jointly by GE and Snecma, France, is shown in the figure.

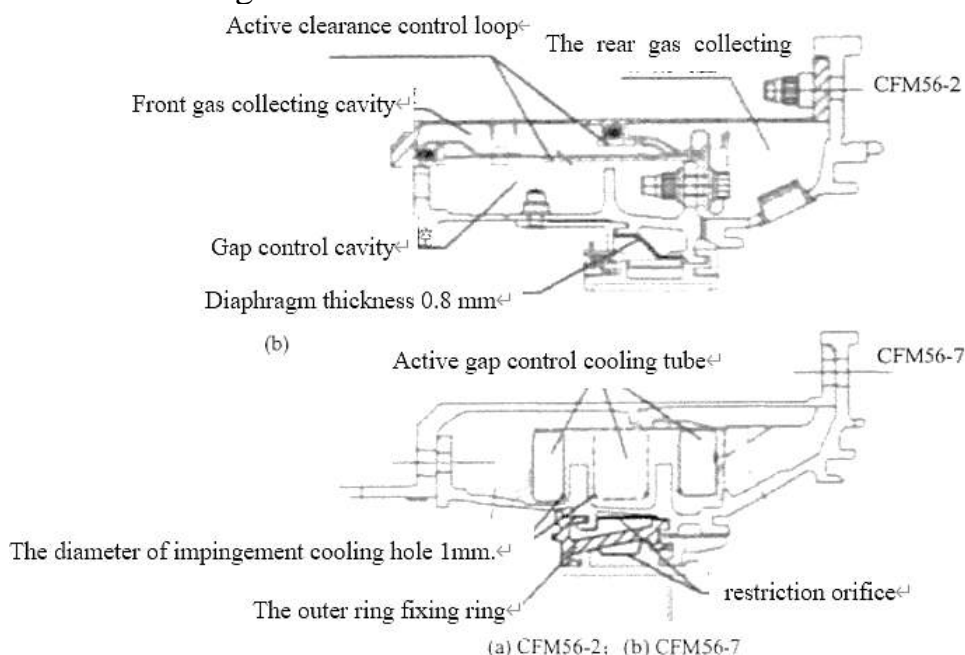
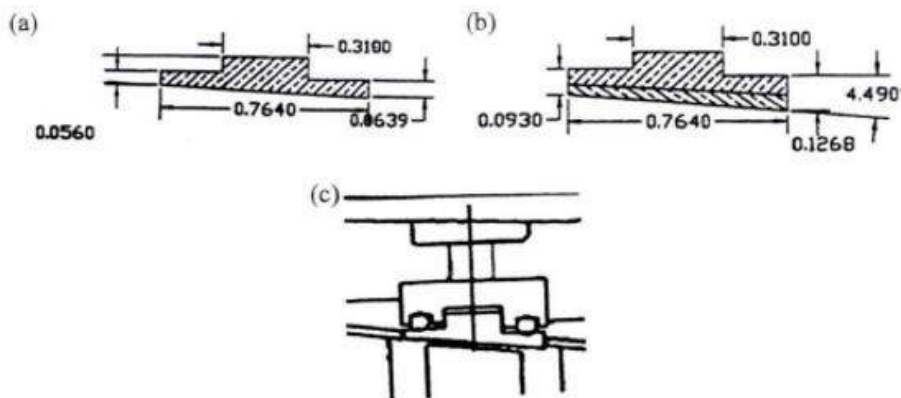


Fig. 3 – High pressure turbine ATCC structure diagram of CFM engine



3. Shape memory alloy clearance control. The gap control of shape memory alloy

The gap control of shape memory alloy (SMA) is A scheme of using SMA as the power to adjust the tip clearance is proposed. This gap control scheme responds more quickly, overcomes the defect of consuming a large amount of compressed gas in the working process of the traditional ATC system, and has a simple structure, which can realize the adjustment of the tip clearance in a large range. The common types of SMA include heat-induced, light-induced, magnetic-induced and electro-induced. Therefore, it can be deformed by applying corresponding excitation to the SMA, and finally achieve the purpose of tip clearance adjustment, which has a good application prospect. In the case of such work occasions, the temperature is a good incentive.



(a) SMA ring profile (b) Combined ring profile (c) Installation effect diagram

Fig. 4 – SMA ring tip clearance control structure

In this paper, the control of radial clearance of turbine and compressor is discussed. The different methods of controlling clearance, such as tip labyrinth seal, active thermal clearance control, shape memory alloy clearance control and installation clearance, steady state load, vibration load and other factors, are analyzed respectively. By controlling the tip clearance, the goal of improving engine performance is finally achieved.



UDK 621.452

BLADE FLUTTER SUPPRESSION IN TURBOFAN-ENGINES WITH HIGH BYPASS RATIOS

Li Jinghe

National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute»

Oscillation failure as is a major problem faced by fan/pressure engine blades. With the increasing demand for high engine performance, complex blade types such as curved and swept are applied, making the oscillation problem more and more prominent, especially the frequency of self-excited vibration such as flutter oscillation, which should be paid special attention to in the design process of the new generation of turbofan engines with a high bypass ratio blades. At present, based on the non-constant fluid-structure coupling analysis technique, the aerodynamic environment, vibration response and flutter boundary of the fan blade can be preliminarily predicted and evaluated.

In the field of chatter suppression, numerous experts and scholars have proposed a variety of different ideas and approaches covering a wide range of techniques and theories. In view of this diversity and complexity, this paper aims to provide an in-depth discussion of the various possible avenues for chatter suppression, with a particular focus on two approaches that are currently considered to have a high degree of feasibility.

Changing blade geometry: It is shown that when faced with the assessment of the aeroelastic stability of a compressor with a large-content-ratio turbofan engine, the occurrence of flutter can be effectively suppressed by adjusting the geometry of the aerodynamically unstable blades to improve the aerodynamic characteristics. Specifically, the following measures can be taken:

- (1) increase the chord length of the rotor blades to reduce the spreading ratio;
- (2) increase the relative thickness of the blades;
- (3) adjust the geometrical inlet angle of the blade shape to realize the change of the rotor angle of attack, which is mainly to reduce the angle of attack in the tip region, and moderately adjust the backward angle of the rotor.

The modification program includes reducing the spreading ratio of the 2-stage rotor blades and increasing the relative thickness of the blades. Similar to the illustration of the "big belly" blade (red line), this design can increase the vibration frequency of the blade, increase the rigidity of the blade, thus effectively preventing the occurrence of chattering. As shown in Figure 1

Another way to suppress chattering is by adjusting the thickness of the blades. This can be achieved by increasing the maximum relative thickness at the root of the blade, keeping the maximum relative thickness at the tip of the blade constant, and gradually increasing the maximum relative thickness in the upward direction.

Changing the axial distance: Some studies have used the influence coefficient method to obtain data on the non-constant aerodynamic response under the phase angle between all blades of the vibrating vane grid based on vibrating one blade, as a way to

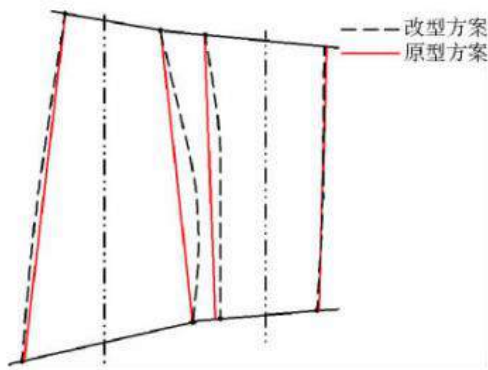


Fig.1 – Modification of rotor blade shape (projection comparison of 2-stage rotor and static meridian)

analyze the aeroelastic stability of the bending vibration of the rotor of a turbofan engine by considering the variation of the axial spacing of upstream vane rows. The channel change caused by vibration of neighboring blades suppresses the reflection of non-constant pressure waves by the guide vanes. As the axial distance decreases, the reflection of the nonconstant pressure wave by the guide vanes is weakened, which leads to a weaker circumferential attenuation of the nonconstant pressure wave, thus increasing the range of nonconstant influence of blade vibration.

However, there are some limitations to this measurement method, especially in multi-row environments, where more blade measurements are required to obtain more accurate aerodynamic damping.

References

- [1] 孙海,李坚,杨琳等.压气机风扇叶片颤振预测和抑制的工程研究[J].航空动力学报,2015,30(04):846–853.DOI:10.13224/j.cnki.jasp.2015.04.011.
- [2]戴思成.航空发动机叶片颤振分析[J].机械制造与自动化,2020,49(06):66–69.DOI:10.19344/j.cnki.issn1671–5276.2020.06.016.
- [3] 郑赞,余永博.轴向间距对转子叶片颤振特性的影响机理[J].北京航空航天大学学报,2018,44(04):709–716.DOI:10.13700/j.bh.1001–5965.2017.0251.

UDK 621.452

FLAME STRUCTURE AND POLLUTION EMISSIONS FROM LEAN PREMIXED PREVAPORIZED COMBUSTION CHAMBERS

*Ao Xu**National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute»*

With the increasing emphasis on environmental protection, the requirements for pollutant emissions from aircraft engines are becoming increasingly strict. Among various low emission and efficient combustion chambers, LPP is one of the more promising and advanced combustion methods that can significantly reduce pollutant emissions.

This article investigates the effects of flame structure, equivalence ratio, and inlet air preheating temperature on combustion pollutant emissions in a lean premixed pre evaporation combustion chamber by designing an experimental platform with lower swirl numbers.

The experiment was conducted on a atmospheric pressure test bench, which mainly includes a fuel supply system, an air supply system, and a combustion test bench.

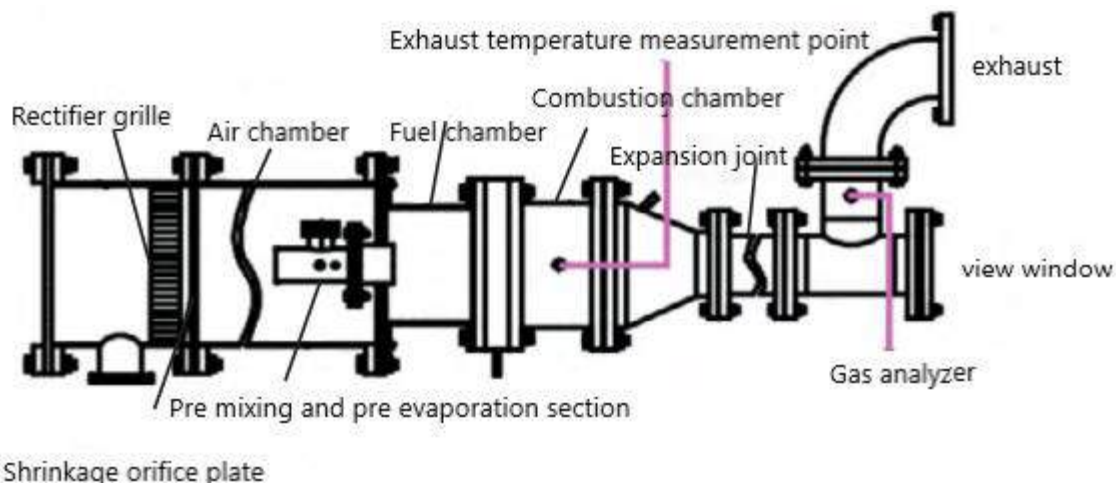


Fig. 1 – Experimental rig of LPP combustion

During the experiment, the ambient pressure was one atmosphere, the ambient temperature was 20 ° C, and the experimental time for each operating condition was 10 minutes. The main analysis was conducted on the flame structure during stable combustion and the trend of combustion pollutant emissions with equivalence ratio under constant axial flow velocity at the inlet of the combustion chamber; We also analyzed the trend of combustion pollutant emissions under different preheating air temperatures.

Under these conditions, experiments were conducted and the results were summarized, resulting in the following four graphs.

The following two figures represent the changes in NO_x and CO emission indices collected from the combustion chamber as the equivalence ratio gradually increases



from 0.43 to 0.74, as well as the effects of equivalence ratio changes on combustion chamber heat load and exhaust temperature.

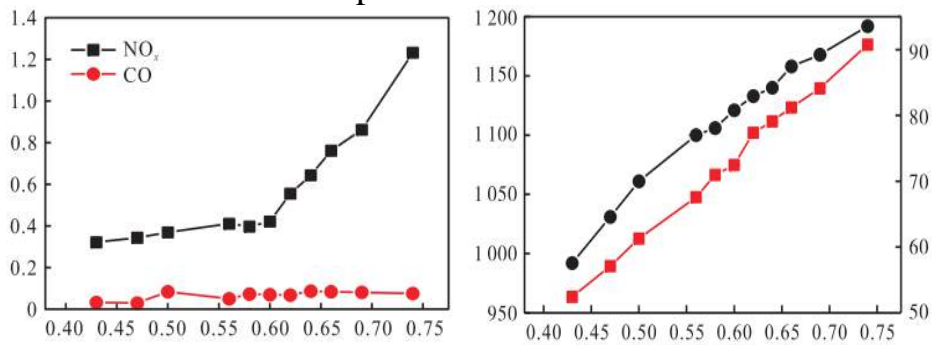


Fig. 2 – Effect of equivalence ratio on emission indexes, thermal load and exhaust temperature

The following two figures represent the emission trends of combustion pollutants NO_x and CO at different air preheating temperatures, with three different inlet axial flow velocities selected at an equivalence ratio of 0.66.

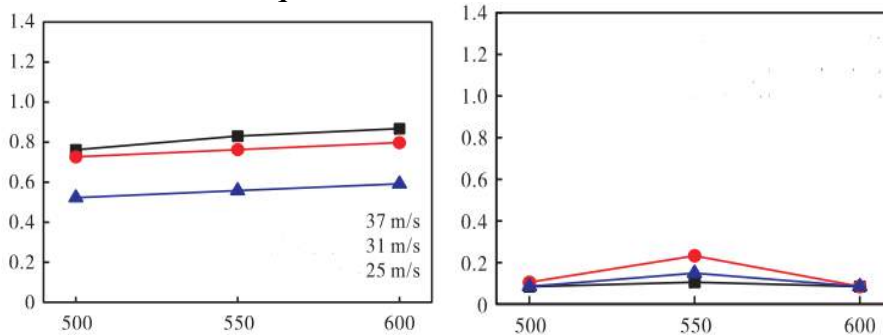


Fig. 3 – NO_x and CO emission index under different preheat temperatures

In this paper, the flame structure and pollution emission characteristics of the LPP combustion chamber are investigated, and the following conclusions can be drawn based on the experimental results:

(1) The flame structure of the LPP combustion chamber shows a V-shaped distribution, with the increase of the equivalence ratio, the flame length becomes longer, the OH concentration of the flame as a whole is increasing, and the volume of the area with high combustion reaction intensity is also increasing.

(2) The LPP combustion chamber can realize low pollution emission, and in the experiment, the NO_x and CO emission are very low under each working condition. When the inlet axial flow rate is certain, NO_x emission increases gradually with the increase of the equivalence ratio; from 0.43 to 0.60, the increase of NO_x emission tends to be more moderate, and the increase of NO_x emission tends to accelerate after the equivalence ratio of 0.60.

(3) The increase of preheating air temperature leads to the increase of NO_x emission index in the combustion process, but the effect on CO emission index is small.



УДК 629.134.3:629.831.3

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДОЗУЮЧИМ НАСОСОМ В ГАЗОТУРБІННОМУ ДВИГУНІ

Д. К. Дмитрієв

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

Ця наукова робота розглядає вдосконалення архітектури системи керування паливним насосом для газотурбінних двигунів, спрямоване на збільшення точності введення палива. Дослідження зосереджене на паливному насосі з електричним приводом та його інтеракції з газотурбінним двигуном, що є ключовим елементом в концепції створення більш електрифікованих літаків, що сприяє зниженню ваги та складності паливної системи, а також підвищенню її ефективності та надійності. Точне дозування палива є критичним для оптимальної роботи двигуна.

Одним із основних викликів є коливання дозування палива, які виникають через зміни у зовнішніх умовах, таких як тиск у камері згорання. Використання сучасних програмних інструментів для моделювання та розробки систем керування дозволяє тестувати ефективність управлінських стратегій.

У центрі дослідження – розроблена система керування паливним насосом та її інтеграція з газотурбінним двигуном. Регулювання подачі палива відбувається через зміну швидкості обертання електродвигуна, який приводить в дію шестеренний насос. Важливість точного контролю витрати палива велика, оскільки вона залежить від швидкості обертання та змінних умов навколишнього середовища, що може негативно позначитися на роботі двигуна. У статті пропонується використання даних з датчиків двигуна та аналітичної моделі насоса, інтегрованої у систему керування, для коригування швидкості електродвигуна і поліпшення точності дозування палива.

Для реалізації згаданої концепції спочатку потрібно розробити модель фізичних процесів, що відбуваються в газотурбінному двигуні та дозуючому насосі, і інтегрувати її з системою управління. Практична реалізація даного підходу дозволить зменшити вплив змінних зовнішніх умов на витрату палива, підвищити точність дозування та покращити роботу газотурбінного двигуна при незначних змінах загальної конструкції.

УДК 621.837.3

ВІЗУАЛІЗАЦІЯ РУХУ І КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ

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

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

Однією зі складних навчальних задач підготовки інженерів є напрацювання навички інтерпретації аналітично отриманих результатів, визначення відповідно до цих результатів напрямків векторів швидкостей, прискорень точок. Також під час виконання тренувальних вправ корисною є детальна інформація про величини кінематичних характеристик механізму у різних положеннях.

З використанням методу замкнених контурів розроблено програмне забезпечення у середовищі MathCad, яке дозволяє наочно демонструвати кінематику ланок кривошипно-повзунного механізму (КПМ) (рис. 1, а), величини, напрямки і співвідношення швидкостей (рис. 1, б) та прискорень.

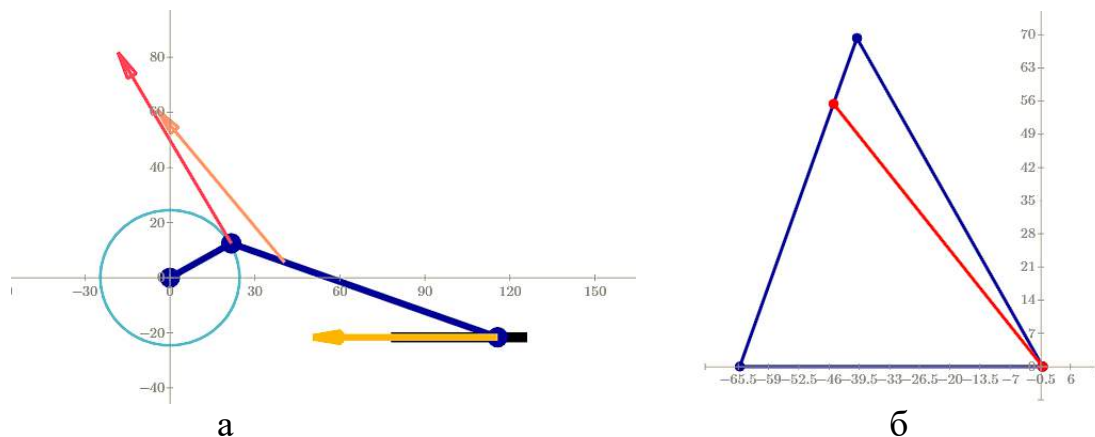


Рис. 1 – КПМ: а – орієнтація ланок механізму, швидкості точок; б – план швидкостей механізму

Розрахунки швидкостей і прискорень реалізовано за точними рівняннями [1]. Є можливість порівняти точні розрахунки з наближеними [2], оцінити похибку для різних значень відношення довжини кривошипа до довжини шатуна. Розроблений комплекс може бути використаним студентами під час курсового проектування, а також для формування обчислюваного питання в системі дистанційного навчання Ментор.

Перелік використаної літератури

1. Усік, В. В. Курс теорії механізмів і машин [Текст] : навч. посіб. / В. В. Усік, В.О. Меньшиков. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2019. – 320 с.
2. Білогуб, О. В. Кінематика, динаміка та зрівноваження авіаційних поршневих двигунів [Електронний ресурс] : навч. посіб. / О. В. Білогуб. – Х. : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2019. – 40 с.



УДК 681.586.326:621.316

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДНОСНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ДЕТАЛЕЙ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ, ЩО ЗНАХОДЯТЬСЯ ПІД ВПЛИВОМ ПІДВИЩЕНИХ ТЕМПЕРАТУР ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕНЗОРЕЗИСТОРІВ

С. С. Кригін

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

У доповіді розглядається тензометр (тензометричний датчик), що є прямокутною розеткою, що складається з двох чутливих елементів (ЧЕ) розташованих в ізоляторі-сполучному. Головні осі ЧЕ повернуті одна відносно іншої на 90° (рис.1). Нижній ЧЕ тензометричного датчика встановлюється на деталі так, щоб його головна вісь збігалася з напрямком вектора дії основного силового впливу та закріплюється за допомогою ізолятора сполучного. Верхній ЧЕ, розташований над нижнім, відіграє роль температурно-компенсуючого елемента і одночасно реєструє поперечну деформацію деталі.

ЧЕ датчика виготовлені з дроту сплаву ніхром (Х20Н80) діаметром 30 мкм. База ЧЕ – 5 мм, а електроопір при 20°C дорівнює 63 Ом. Коефіцієнт тензочутливості вибраного ніхрому становив 1,87.

В якості ізолятора-сполучного, для закріплення ЧЕ, використовувався високотемпературний цемент ВКП-26Ц.

Передбачається застосування цього тензометра при визначенні статичних напружень деталей працюючих при температурі до 800°C .

Експериментальне дослідження полягало у визначенні силової характеристики досліджуваного тензометра (опору як нижнього, так і верхнього ЧЕ), пов'язаної з статичною деформацією, температурним розширенням системи деталь-тензометр, а також із шунтуванням ізоляції (ізолятора-сполучного) та зміною питомого опору матеріалу ЧЕ.

Тензометри закріплювалися на стандартних зразках на розтяг діаметром 10 мм, поперечний переріз якого становив $78,54\text{ мм}^2$, виготовлений зі сталі 30ХГСА.

Вимірювання температури здійснювалося за допомогою термопари типу L (хромель-копель), вимірюваний діапазон температур від -200°C до $+850^\circ\text{C}$.

Зразки, із встановленими на них тензометрами, піддавалися повільному нагріванню до температури 20, 200 та 600°C , витримці для стабілізації температури, та навантаженням на випробувальній машині силою ступенями на 400, 800, 1200 та 1600 кгс по три рази. Що відповідає напруженням зразка 5, 10, 15, 20 кгс/мм².

Модуль пружності обраного матеріалу при досліджуваних температурах становив: 20°C – $2,15 \cdot 10^5$ МПа, 200°C – $2,03 \cdot 10^5$ МПа, 600°C – $1,64 \cdot 10^5$ МПа.

Відносна деформація зразка, враховуючи модуль пружності становила відповідно: при 20°C – 240, 480, 718, 950 мкм/м; при 200°C – 255, 510, 760, 1012 мкм/м; при 600°C – 318, 632, 942, 1253 мкм/м.

Кожен ЧЕ тензометра для виключення впливу з'єднувальних проводів був підключений до реєструючої апаратури за чотирипровідною,



потенціометричною схемою, в режимі вимірювання електричного опору, представленою на рисунку 1.

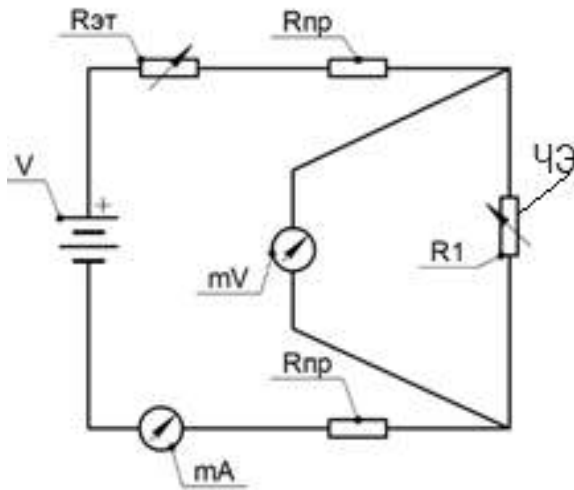


Рис. 1 – Потенціометрична схема підключення чутливого елемента (R_1)

При дослідженнях використовувалася вимірювальна система НВМ QuantumX MX1615В. За отриманими даними, була розрахована статична деформація деталі зафіксована тензометром ($\epsilon_{ст}$)

$$\epsilon_{ст} = \left(\frac{R_i^1 - R_0^1}{R_0^1} - \frac{R_i^2 - R_0^2}{R_0^2} \right) \cdot \frac{1}{K_{GF}} \text{ е.о.д.},$$

де R_i – опір ЧЕ тензометра під час дослідження,

R^1, R^2 – опір поздовжнього та поперечного ЧЕ тензометра,

R_0 – початковий опір ЧЕ тензометра при кімнатній температурі,

K_{GF} – коефіцієнт тензочутливості

Результати проведених вимірювань представлені на рисунку 2.

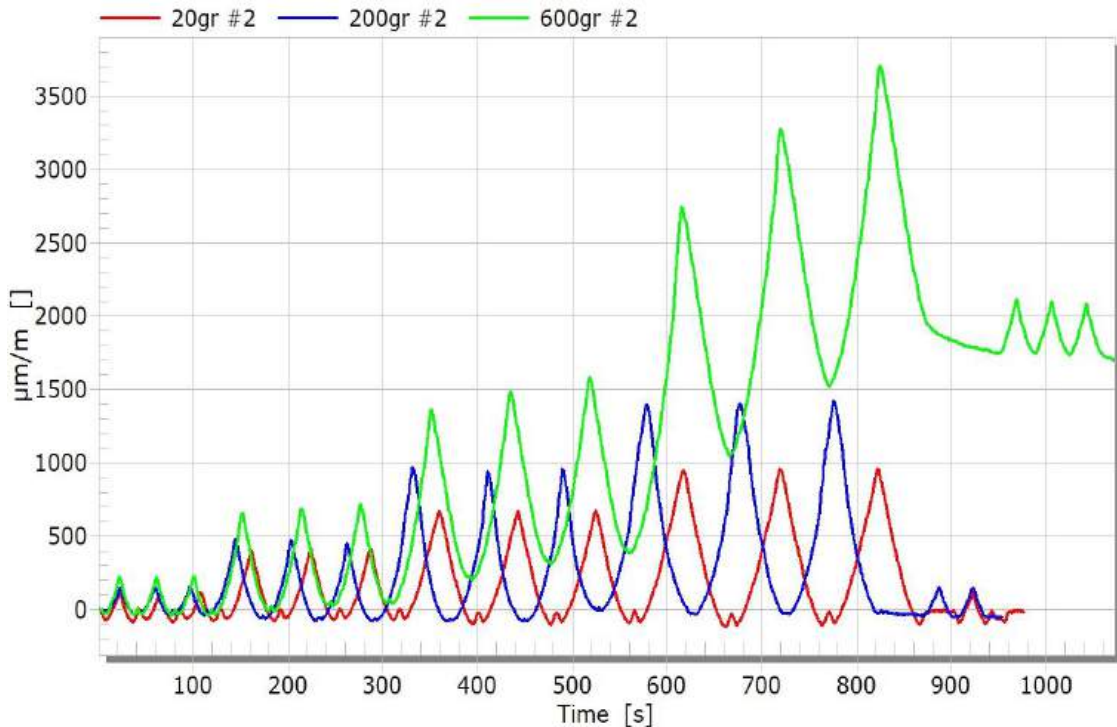


Рис. 2 – Відносна деформація зразка виміряна тензометром при досліджуваних температурах

Під час випробувань було зафіксовано зміну модуля пружності матеріалу відносно температури та пластичну деформацію зразка при напруженнях 20 кгс/мм^2 за температури $600 \text{ }^\circ\text{C}$.



УДК 621.822.5.032.517.4

АНАЛІЗ РОБОТИ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА АВІАЦІЙНОГО ПАЛИВНОГО НАСОСУ ШЕСТЕРЕНЧАТОГО ТИПУ

В. І. Назін, П. Є. Горбова

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

Одним з важливих агрегатів, які забезпечують надійну роботу авіаційного двигуна є паливний насос. В силу ряду переваг на даний час в паливних насосах широко використовують насоси шестеренчатого типу. Найбільш широко в якості опор валів паливних насосів шестеренчатого типу використовують підшипники кочення. Однак в даний час в силу того, що змінилися умови роботи все більше розповсюдження отримують підшипники ковзання. Фірма Pratt Whitney розробила двигун з редуктором. В якості підшипників зубчатих коліс внутрішнього зачеплення використовують підшипники ковзання. У класифікації підшипників ковзання важливе місце займають гідростатичні підшипники. Ці підшипники спроможні витримувати великі навантаження і мають при високій частоті обертання дуже великий ресурс. Одним з основних переваг гідростатичних підшипників є можливість використання в якості мастильного матеріалу робоче тіло машини у даному випадку, гас. Гас знаходиться в насосі під великим тиском, що також вказує на можливість використання гідростатичних підшипників. Робота цих підшипників пов'язана з використанням як гідростатичних, так і гідродинамічних ефектів. Вони забезпечують гарантоване рідинне тертя. Основним критерієм працездатності цих підшипників є мінімальна товщина шару робочої рідини, що розділяють поверхні тертя.

Практичне проектування гідростатичних підшипників тертя потребує наявності широких теоретичних і експериментальних досліджень характеристик цих підшипників. Відсутність інформації по проектуванню гідростатичних підшипників для паливних насосів шестеренчатого типу робить дослідження присвячені цієї проблемі, актуальними.

Аналіз існуючих досліджень з цієї проблеми показав практично відсутність матеріалів по проектуванню гідростатичних підшипників для паливних насосів шестеренчатого типу.

Об'єктом досліджень в цієї роботі були гідростатичні процеси в опорах ковзання паливних насосів шестеренчатого типу. Конструкція робочої поверхні гідростатичних підшипників розглядалась з трьома, двома та однією несучими камерами.

При розробці математичної моделі робились припущення, що градієнт тиску по товщині мастильного матеріалу малий у порівнянні з градієнтами тиску в інших напрямках. Інерційні члени у рівняннях Нав'є – Стокса приймалися малими у порівнянні з в'язкісними. Зовнішнє навантаження на підшипник приймалось постійним. Характеристики підшипника визначились на основі функції розподілу тиску в шарі мастильного матеріалу. При визначенні тисків у камерах використовувався ітераційний метод. Тиски на міжкамерних



перемичках визначались чисельно методом кінцевих різниць. Робоча рідина подається в несучи камери насосом під великим тиском. На вході в камери встановлені компенсатори тиску – жиклери. Пройшовши через щілинний тракт підшипника робоча рідина поступає на злив. В якості основних характеристик гідростатичного підшипника розглядались несуча здатність, витрата робочої рідини і втрати потужності на тертя та прокачування.

Несуча здатність підшипника визначалась за відомими значеннями тисків у камерах. Вона визначалась як сума несучих здатностей камер, міжкамерних і торцевих перемичок підшипника.

Витрати робочої рідини через підшипник визначались за відомими значеннями тисків у камерах.

Тепловий розрахунок гідростатичного підшипника дозволив кількісно оцінити підвищення температури робочої рідини, а також оцінити вплив цього підвищення на зміну несучою здатності і витрат робочої рідини через його щілинний тракт.

Розрахунок несучої здатності і витрат робочої рідини виконувався для гідростатичного підшипника діаметром 14,5 мм, частоти обертання валу 855 c^{-1} і тиску робочої рідини 8 МПа.

Результати розрахунків показали, що зі збільшенням кута положення камер відносно лінії дії зовнішнього навантаження, витрати робочої рідини у підшипнику зростають, а його несуча здатність зменшується. При зазорі у підшипнику 0,0225 мм зі збільшенням кута положення камер з 30° до 40° витрати рідини через підшипник зростають приблизно в 1,04 рази. При збільшенні зазору до 0,0425 мм і зміни кута положення камер з 30° до 40° витрати рідини зростають приблизно в 1,2 рази. Несуча здатність підшипника зі зростанням кута положення камер з 30° до 40° зменшується при зазорі 0,0225 мм приблизно в 1,16 рази, а при зазорі 0,0425 мм приблизно у 1,93 рази.

Наведений аналіз показує, що кут положення камер відносно лінії дії зовнішнього навантаження суттєво впливає на статичні характеристики підшипника.

Аналіз теплового стану роботи гідростатичного підшипника показує, що температура робочої рідини при проходженні через щілинний тракт підшипника змінюється незначно. Зі збільшенням кутів положення камер на поверхні підшипника величина підвищення температури робочої рідини має тенденцію до зниження. Зростання зазору у підшипнику призводить до зменшення величини підвищення температури робочої рідини при проходженні її через щілинний тракт підшипника. Результати розрахунків показали, що зміна температури робочої рідини у гідростатичного підшипника має незначний вплив на його статичні характеристики. Збільшення температури робочої рідини у досліджуваному діапазоні параметрів призводить до зниження несучої здатності підшипника на 2,5% і збільшенню витрат робочої рідини на 4,6%. Проведений аналіз дозволяє раціональніше проектувати гідростатичні підшипники і показує, що їх можна рекомендувати в якості опор валів паливних насосів шестеренчатого типу.



УДК 621.833

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ І ФОРМИ ПРОФІЛІВ ЗУБЦІВ ПРИ ПРОГНОЗУВАННІ ДОВГОВІЧНОСТІ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ З ДВООПУКЛО-ВВІГНУТИМИ ЗУБЦЯМИ

О. А. Папаїка, А. В. Кузнецова

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

Конічні зубчасті передачі із двоопукло-ввігнутими зубцями (ДОВ зубцями) останнім часом стали все частіше застосовувати в редукторах приводів важконавантажених машин.

Аналіз літературних даних показав, що оцінка працездатності зубчастих передач по вихідних параметрах зачеплення евольвентних профілів зубців є ненадійною, тому що не враховує той факт, що через нерівномірне зношування, форма профілю зубця стає відмінною від вихідної, у результаті чого, змінюються навантажувально-кінематичні параметри зачеплення, що, у свою чергу, впливає на інтенсивність зношування, а, отже, і на форму профілів зубців. Відповідно, результати дослідження зносостійкості зубчастих передач із ДОВ зубцями з урахуванням безперервного взаємовпливу навантажувально-кінематичних параметрів зачеплення і форми профілів зубців дозволяють розробити більш надійні методики розрахунку їх довговічності, що є актуальним завданням. Однак, якщо розрахунку зубців циліндричних евольвентних передач на зношування приділяється велика увага, то оцінка зношування конічних передач із ДОВ зубцями в цей час не проводиться.

Для вивчення взаємовпливу навантажувально-кінематичних параметрів контакту і дійсної форми профілів зубців конічних передач розроблений взаємозв'язаний комплекс моделей.

На підставі виконаних теоретичних досліджень розроблена методика прогнозування довговічності конічних передач із ДОВ зубцями, що полягає з наступних блоків.

Блок введення вхідних даних. У якості вхідних даних для реалізації зазначеної методики ухвалюються наступні параметри:

- геометричні параметри зубчастого зачеплення;
- технологічний параметр поверхні зубців – шорсткість бічної поверхні зубців;
- фізико-механічні параметри матеріалу зубців: твердість поверхні зубців; модуль пружності та ін.;
- параметр мастильного матеріалу – в'язкість масла;
- силові і кінематичні параметри зачеплення.

У якості параметрів, що впливають на вибір оптимальних характеристик передачі прийняті коефіцієнти зсуву вихідного контуру x_1 , x_2 для шестірні і колеса; m_{nm} – нормальний модуль у середньому перетині зуба; $z_{ш}$, z_k – кількість



зубців, шестерні і колеса відповідно.

Блок підготовки вхідних даних перетворює вхідні дані у формат, відповідний до вхідних параметрів усіх інших блоків.

У блоці моделі зачеплення зубців виконується математичний опис профілю бічних поверхонь ДОВ зубців шестерні і колеса, формується матриця координат точок профілю бічної поверхні зубців шестерні і колеса, виконується побудова апроксимуючої кривої робочої поверхні зубців. Визначається положення контактної точки в нерухливій і рухливій (пов'язаних з віссю симетрії зубця) системах координат, миттєве передаточне число, швидкості переміщення контактної точки по профілях зубців, а також швидкість ковзання, нормальна сила і контактні напруги з урахуванням фактичної кривизни профілів, згінної і контактної піддатливості зубців і розподілу навантаження між парами зубців.

Блок зношування зубця в контактній точці визначає значення зношування контактуючих поверхонь із обліком максимально можливого числа факторів. Проводиться розподіл зношування між зубцями шестерні і колеса.

Далі виконується порівняння отриманих значень зношування в контактних точках профілю і критичного значення зношування, яке ухвалюється рівним 80% товщини цементацийного шару зубців шестерні і колеса. У випадку меншого значення зношування в контактних точках профілю в порівнянні зі значенням критичного зношування виконується коректування і синтез (створення) нового профілю методом шматкової апроксимації.

Блок синтезу зношеного профілю по величині зношування в окремих точках профілю формує новий профіль, згладжуючи профільні криві тільки в зонах зношування і зберігаючи в зонах відсутності контакту колишні координати не порушеної зношуванням частини профілю.

Далі повторно (у циклі) використовуються блок моделі зачеплення зубців і блок зношування зубців.

Якщо зношування зубців після n -го циклу стає більшим, або рівним значенню критичного зношування, то зубці коліс вважаються зношеними і робота програми припиняється.

Блок розрахунку довговічності переводить умовні цикли зношування в довговічність передачі.



УДК 629.7.036.3

ДО ПИТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПОЛЯ ШВИДКОСТІ ПОВІТРЯ У КАМЕРІ ПІДШИПНИКА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

І. І. Петухов, А. В. Ковальов

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

Надійність ГТД значною мірою визначається температурним станом підшипникових опор роторів, особливо турбінних, які експлуатуються при більш високих температурах. Належний стан забезпечується подачею відповідної кількості оливи для змащування та охолодження вузлів тертя. Раціональна мінімізація витрати оливи знижує вагу та енергоспоживання маслосистеми, що підвищує паливну ефективність ГТД. Реалізувати такі умови можливо за наявності достовірних методів моделювання робочого процесу у камері підшипника (КП).

Найбільш важливим для практики результатом моделювання є визначення коефіцієнта тепловіддачі до внутрішньої стінки КП. Складність задачі визначається наявністю у КП газорідного потоку з оливи та повітря наддування, а також елементів, що обертаються. Додатково впливають способи подавання оливи та відведення потоку. Тому складності виникають навіть на етапі формування цілісної математичної моделі процесу, яка дозволяє визначити цей коефіцієнт.

Попередні дослідження [1] показали, що основним переносником теплоти з ядра до внутрішньої стінки КП є радіальний потік крапель. Обґрунтовано доцільність використання двовимірної моделі механіки гетерогенних середовищ та підходу Лагранжа для розрахунку параметрів крапель уздовж траєкторії. Ці параметри у пристінковій області формують режим течії оливної плівки, який, в кінцевому рахунку, визначає коефіцієнт тепловіддачі до внутрішньої стінки.

Результат розрахунків міжфазної взаємодії у повітряно-крапельному ядрі суттєво залежить від достовірності визначення поля швидкості повітря. Крім кільцевої течії, яка виникає внаслідок обертання валу, необхідно враховувати вплив відборів у магістралі відкачування та суфлювання. Особливо важливий вклад останніх факторів при низьких швидкостях обертання валу, коли можуть реалізовуватись режими оберненого руху оливної плівки.

Перелік використаної літератури

1. Петухов, І. І. Математичне моделювання теплопередачі у повітряно-крапельному потоку камери підшипника ГТД [Текст] / І. І. Петухов, А. В. Ковальов, Т. П. Михайленко // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2022. – № 6 (184). – С. 23-30.



УДК 621.865.6

ВИВЕДЕННЯ ГЕНЕРАЛЬНИХ РІВНЯНЬ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ 2A – AI З УРАХУВАННЯМ КУТІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ ДЛЯ РАДІАЛЬНОГО ДАЛЬНЬОГО РОЗТАШУВАННЯ САТЕЛІТІВ

Д. М. Пипоть, Т. В. Гереш

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

Питання синтезу планетарних механізмів із різними кутами зачеплення пар зубчастих коліс, що входять до його складу, досить цікаве, оскільки такі механізми можуть реалізувати більші передавальні відношення за інших рівних умов. При цьому слід зауважити, що синтез механізмів зі ступенем зв'язності, більшим за одиницю, значно складніший, оскільки виникають додаткові параметри синтезу. Неоднозначність вибору параметрів синтезу призводить до необхідності визначення додаткових нерівностей, що описують межі їх зміни.

Для працездатності планетарного механізму необхідне виконання таких умов: співвісності, збірки, передавального відношення і сусідства.

Запишемо умови передавального відношення і складання для схеми 2A – AI:

$$\frac{Z_4 - Z_1}{k} = N, \quad \text{умова збірки;}$$

$$i_{1H}^4 = 1 - \frac{Z_4}{Z_1}, \quad \text{умова передавального відношення.} \quad (1)$$

З урахуванням кутів зачеплення в першій і другій ступенях, умова співвісності в загальному вигляді для далекого радіального розташування сателітів матиме вигляд:

$$a_{12} + a_{23} = a_{43}.$$

Використовуючи формулу для визначення міжосьової відстані, отримаємо:

$$m \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0 \cos \alpha_0}{\cos \alpha_{w12} \cos \alpha_{w12}} + m \frac{Z_2 + Z_3}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0 \cos \alpha_0}{\cos \alpha_{w23} \cos \alpha_{w23}} = m \frac{Z_4 - Z_3}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_0 \cos \alpha_0}{\cos \alpha_{w34} \cos \alpha_{w34}}$$

Отже, умову співвісності можна подати у вигляді:

$$Z_1 + Z_2 + (Z_2 + Z_3)C_1 = (Z_4 - Z_3)C_2, \quad (2)$$

де $C_1 = \frac{\cos \alpha_0 \cos \alpha_0}{\cos \alpha_{w23} \cos \alpha_{w23}}$ і $C_2 = \frac{\cos \alpha_0 \cos \alpha_0}{\cos \alpha_{w34} \cos \alpha_{w34}}$.

Використовуючи вирази (1), отримують рівняння для визначення чисел зубців коліс Z_1 і Z_4 :

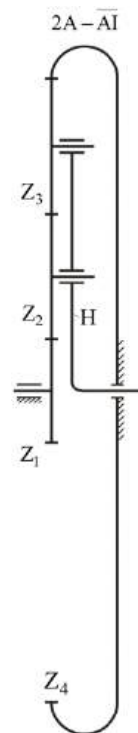


Рис. 1



$$Z_1 = k \frac{N}{-i_{1H}^4}, \quad Z_4 = Z_1(1 - i_{1H}^4). \quad (3)$$

Числа зубців зубчастих коліс Z_2 і Z_3 пов'язані між собою параметром y :

$$Z_3 = yZ_2. \quad (4)$$

Визначимо рівняння для визначення чисел зубців зубчастого колеса Z_2 .

Використовуючи умову співвісності (2), підставивши раніше визначені Z_3 і Z_4 , отримаємо:

$$Z_1 + Z_2(1 + C_1) + yC_1Z_2 = Z_1C_2(1 - i_{1H}^4) - yC_2Z_2.$$

Виражаючи Z_2 , отримаємо:

$$Z_2 = \frac{C_2(1 - i_{1H}^4) - 1}{1 + C_1(1 + y) + yC_2} Z_1. \quad (5)$$

Параметри C_1 і C_2 можна приймати в межах $[0,8...1,2]$, у цьому разі кут зачеплення зубчастої пари першого ступеня змінюватиметься в межах $[20^\circ...44^\circ]$, а для другого ступеня в межах $[40^\circ...20^\circ]$.

Отримаємо нерівності, що визначають область існування планетарного механізму $2A - \underline{AI}$.

З рівнянь (3) і (5) можна зробити висновок, що генеральні рівняння мають сенс, якщо виконані умови:

$$\{1 - i_{1H}^4 > 0; \frac{C_2(1 - i_{1H}^4) - 1}{1 + C_1(1 + y) + yC_2} > 0.$$

Рівняння (3), (4), (5) є генеральні рівняння для планетарного механізму типу $2A - \underline{AI}$.



УДК 621.822

АНАЛІЗ АКТУАЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ КЕРАМІКИ В ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛАХ

А. О. Рак, О. М. Гнисько

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

Керамічні підшипники кочення стають дедалі популярнішими в різних галузях завдяки їхнім унікальним властивостям. Їх використання актуальне з кількох причин:

1. Збільшена зносостійкість та тривалість служби:

Керамічні матеріали, такі як нітрид кремнію або оксид алюмінію, мають високу твердість і зносостійкість, що сприяє довшому терміну служби підшипників.

2. Висока стійкість до корозії:

Кераміка не піддається корозії, що робить її ідеальним вибором для підшипників, які працюють в агресивних середовищах, таких як хімічні заводи чи морські платформи.

3. Зниження ваги та інерції:

Керамічні підшипники зазвичай легші за металеві, що знижує інерцію та дозволяє підвищити ефективність роботи систем з рухомими частинами.

4. Підвищена стійкість до високих температур:

Кераміка має високу температуру плавлення, що дозволяє керамічним підшипникам працювати в умовах високих температур без втрати своїх властивостей.

5. Низький рівень шуму та вібрації:

Керамічні підшипники зазвичай працюють тихіше і з меншим рівнем вібрації, що робить їх ідеальним вибором для високоточних механізмів та обладнання.

6. Мінімальне змазування:

Через низький коефіцієнт тертя, керамічні підшипники потребують менше змазування, що зменшує витрати на обслуговування та ризик забруднення.

7. Вища ефективність та швидкість:

Завдяки своїм властивостям, керамічні підшипники можуть працювати на вищих швидкостях і з більшою ефективністю, що важливо для застосувань у високошвидкісних механізмах, таких як турбіни або електродвигуни.

Недоліки та Виклики:

1. Висока вартість:

Одним з основних недоліків є висока вартість керамічних підшипників порівняно з традиційними металевими.

2. Крихкість:

Керамічні матеріали можуть бути крихкими і не витримувати сильних ударів або надмірних навантажень, що вимагає обережності при установці та



використанні.

3. Технологічні обмеження:

Виробництво керамічних підшипників вимагає спеціалізованого обладнання та технологій, що може бути недоступним у деяких регіонах або компаніях.

Загалом, використання керамічних підшипників є перспективним і актуальним для багатьох галузей, де потрібна висока надійність, довговічність і стійкість до агресивних умов. Втім, перед впровадженням важливо врахувати специфічні вимоги та обмеження кожного окремого застосування.

Керамічні підшипники кочення є перспективним вибором завдяки своїй високій зносостійкості, стійкості до корозії, легкості, низькому рівню шуму, мінімальній потребі в змазуванні, а також можливості працювати при високих температурах і швидкостях. Вони підходять для застосувань у різних галузях, таких як аерокосмічна, медична, автомобільна, хімічна та інші, де надійність і довговічність є критично важливими.

Однак існують і певні виклики, пов'язані з їх використанням: висока вартість, крихкість і технологічні складності виробництва. Тому рішення про впровадження керамічних підшипників має бути обґрунтоване ретельним аналізом вимог конкретного застосування, а також розрахунком економічної доцільності.

Зважаючи на зазначені переваги та недоліки, керамічні підшипники можуть бути дуже ефективним вибором для спеціалізованих або вимогливих застосувань, але можуть бути менш доречними для масового використання або в умовах підвищених ризиків ударних навантажень.



УДК 534.014.1

АНАЛІЗ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ СЕКЦІЇ ПОВІТРОПРОВОДУ В СЕРЕДОВИЩІ ПАКЕТУ LS-DYNA

М. О. Чиркун, О. Г. Наріжний

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

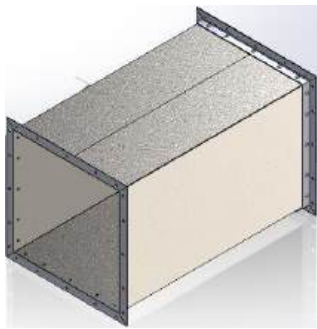


Рис. 1 – Секція повітряпроводу

На промислових підприємствах та соціальних закладах широко використовуються вентиляційні багатосекційні повітропроводи. Кожна секція (рис. 1) має вигляд короба, вигнутого з тонкошарового металевого листа, підкріпленого двома фланцями, звареними з кутового профілю. Для з'єднання короба та фланців використовують заклепки, крім того між коробом та фланцями дійсна контактна взаємодія з невизначеною зоною контакту. Між собою секції з'єднуються за допомогою зв'язків «болт-гайка».

Для таких оболонкових конструкцій характерний рух у вигляді коливань. З точки зору механіки конструкцій секція являє собою підкріплену просторову оболонку з неголономними зв'язками, для якої немає аналітичних рішень задачі коливань, тому для аналізу власних коливань секції повітропроводу використаний чисельний метод.

Для часткової дискретизації закону руху короба та фланців використана скінченно-елементна апроксимація з використанням чотирьохвузлових оболонкових елементів. Для загального рішення отриманої системи звичайних диференціальних рівнянь за часом використана гармонічна вектор-функція у вигляді $\mathbf{a} \cos \omega t$. Після підстановки загального рішення та перетворень отримаємо однорідну систему алгебраїчних рівнянь, для отримання нетривіальних рішень якої необхідно, щоб характеристичний визначник системи рівнянь дорівнював нулю. Розкривши визначник, отримаємо характеристичне рівняння, корені якого є власними частотами вільних коливань секції повітропроводу. Для вирішення характеристичного рівняння використаний ітераційний метод. Для кожної власної частоти отриманий також власний вектор.

Для дискретизації секції та рішення характеристичного рівняння використаний пакет програм LS-DYNA за студентською ліцензією. Використований контактний інтерфейс AUTOMATIC_CONTACT_SURFACE_TO_SURFACE та модель заклепувального з'єднання RIVET.

В доповіді наведені результати аналізу власних коливань у вигляді значень п'яти перших власних частот та відповідних їм власних векторів, а також анімаційні відео коливань секції на цих власних частотах. Таким же способом можна моделювати коливання збірки з декількох секцій.



УДК 538.95

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЕНЕРГІЇ КРИСТАЛІЗАЦІЇ НА ЕНЕРГІЮ ІОНІВ ПРИ УТВОРЕННІ НАНОСТРУКТУР У ПОВЕРХНЕВИХ ШАРАХ АЛЮМІНІЄВИХ СПЛАВІВ

Ю. В. Широкий, Є. І. Фесенко

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

Отримання наноструктур на поверхнях конструкційних матеріалів є предметом значної уваги серед багатьох сучасних досліджень. Одним із них є дослідження утворення нанопокриттів на алюмінієвих та титанових поверхнях за допомогою методу мікродугового оксидування у водних розчинах, де було розглянуто параметри анодного синтезу нанопористих плівок, що визначило необхідність попередньої підготовки підкладки та вплив напруження під час обробки.

Як бачимо з вище наведеного, отримання наноструктур на алюмінієвих сплавах значно більше досліджують експериментально та менше теоретично. Також мало уваги приділяють використанню плазмового середовища для отримання наноструктур в алюмінієвих сплавах. У наших попередніх роботах було проведено дослідження полів температур та температурних напружень у зоні діючого випромінювання за представленою раніше моделлю. В результаті теоретичного дослідження формування наноструктур у поверхневому шарі алюмінієвого сплаву було отримано розподіл температур в зоні іонізуючого випромінювання на різних глибинах матеріалу. Однак при цьому не було проведено аналіз впливу енергії кристалізації на енергії іонів, що приймають участь в утворенні наноструктур. Врахування їх впливу може вплинути на визначення технологічних параметрів лазерного випромінювання для реалізації наноструктурних та субмікроструктурних шарів на алюмінієвих сплавах.

Для вирішення цього завдання ми використовуємо раніше запропоновану модель. У цій моделі розглядається вплив енергії іонів на теплопровідність та термопружність в області їх дії. Спочатку ми оцінюємо потенційну кількість частинок у наноструктурі. Потім обчислюємо енергію для атомізації зерна з атомів і хімічних сполук. Знаходячи загальну енергію атомізації зерна (E_{ac}), визначаємо необхідну енергію для його утворення ($E_c = 1,1E_{ac}$). Ця енергія дозволяє визначити всі характеристики в області дії іонів, такі як температура, швидкість зростання температури, температурні напруги, швидкість деформації, розмір зерна, обсяг та глибина наноструктур, а також кількість частинок у наноструктурах.



Теорія і робочі процеси двигунів та енергоустановок

УДК 621.45.026.2

ПРО ЕКВІВАЛЕНТНИЙ ШЛЯХ РЕАКЦІЇ ГОРІННЯ, ЩО ВІДБУВАЄТЬСЯ ПРИ НЕСТАНДАРТНОМУ ТИСКУ

М. В. Амброжевич, М. А. Шевченко, М. А. Шляхова, Д. М. Чиж
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
“Харківський авіаційний інститут”

Актуальність. Основою будь-якого розрахунку, пов'язаного з хімічною термодинамікою, є вирішення триєдиного завдання, що зводиться до визначення: 1) необхідної кількості окиснювача та рівноважного складу продуктів згоряння (ПЗ); 2) теплоти згоряння; 3) температури (адіабатної або дійсної) ПЗ. Якість цих розрахунків визначає достовірність решти розрахункових параметрів об'єкта, що модулюється.

Метою дослідження є аналіз впливу початкового тиску на величину теплового ефекту та температуру ПЗ.

Основою всіх теплових розрахунків є підходи Дж. Гіббса, Кірхгофа, Д. І. Менделєєва та багатьох інших вчених 19 та 20 ст. Всі розрахунки хімічної термодинаміки суворо базуються на законах збереження маси, енергії (перше начало термодинаміки), на другому та третьому началах термодинаміки.

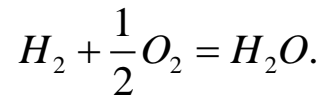
У довідковій літературі наводяться теплові ефекти за стандартних умов, коли початкова температура дорівнює $T_0 = 25,0^\circ\text{C} = 298,15\text{ K}$ і тиск реагуючих речовин $p_0 = 760\text{ mm Hg} = 1,01325\text{ бар}$. За цих умов визначається стандартний тепловий ефект, який позначається ΔH_{298}^0 . Вплив температури на величину теплового ефекту реакції окиснення сильніше, ніж тиску, зі зростанням температури реагентів тепловий ефект хімічної реакції зменшується, а температура ПЗ, навпаки, зростає. Вплив тиску в термохімічних розрахунках зазвичай взагалі не розглядається через те, що ентальпія речовин, в принципі, слабо залежить від тиску і значно від температури.

Проте автори цих тез, проводячи верифікацію математичної моделі робочого процесу камери згоряння ГТД [1], дійшли висновку про необхідність коректно складати еквівалентний шлях реакції окиснення палива за нестандартних початкових умов реакції при типових, на теперішній час, параметрах циклу ГТД. Що в кінцевому підсумку означає врахування тиску, при якому реакція відбувається

Тепловий ефект хімічної реакції ΔH протікає в адіабатній відкритій термодинамічній системі – це різниця ентальпій початкових і кінцевих речовин, що виходить при переході з точки B^0 в точку E^0 на рисунку 2, а.



Сам перехід із початкового стану в кінцевий за відсутності теплообміну з навколишнім середовищем можна зобразити відрізком $B^0 \rightarrow E^0$ (рис. 2, а). Безпосередньо хімічна реакція – це процес $B^0 \rightarrow C^0$, вважається, що він відбувається ізобарно – ізотермічно. Наприклад, у разі водяної пари — це реакція виду



Внаслідок цього переходу виділяється теплота, рівна $Q^0 = -\Delta H_{298}^0$.

Очевидно, для екзотермічної реакції, якою є будь-яка реакція горіння,

$$\Delta H_{298}^0 < 0.$$

Далі, у разі відкритої та адіабатної термодинамічної системи ця теплота у повній кількості ізобарно підводиться до ПЗ, викликаючи їх нагрівання від початкової температури $T_0 = 298,15$ К до кінцевої температури T_2^0 . На графіку рис. 2а це процес $C^0 \rightarrow E^0$.

Послідовність процесів $B^0 \rightarrow C^0 \rightarrow E^0$ називається еквівалентним переходом. Температура ПЗ у точці E^0 визначається за умови

$$\int_{T_0}^{T_2^0} (c_p(T) dT)_{пр. реак} = Q^0, \text{ або } \int_{T_0}^{T_2^0} (c_p(T) dT)_{пр. реак} = -\Delta H_{298}^0.$$

У векторному вигляді:

$$\overrightarrow{B^0 C^0} + \overrightarrow{C^0 E^0} = \overrightarrow{B^0 E^0}.$$

Для адіабатного процесу

$$\overrightarrow{B^0 E^0} = 0; \quad \overrightarrow{B^0 C^0} + \overrightarrow{C^0 E^0} = 0;$$

$$\Delta H_{298}^0 + \int_{T_0}^{T_2^0} (c_p(T) dT)_{пр. реак} = 0.$$

Шлях $B^0 \rightarrow C^0 \rightarrow E^0$ справедливий (рис. 2а) як для окремої речовини або компонента хімічної реакції, так і для суміші газів. Існує один нюанс: коли розраховується ентальпія окремого компонента газової суміші, тиск, при якому вона визначається має бути не загальним тиском суміші, а парціальним тиском цього компонента. У класичній термодинаміці цей момент не акцентується, оскільки за стандартних умов всі компоненти газових сумішей, як реагентів, так і ПЗ, знаходяться в газоподібному стані, де і питома ізобарна теплоємність газу, і його ентальпія дуже слабо залежить від тиску. Але зі зростанням тиску може настати момент, коли висококиплячі компоненти (вуглекислий газ і вода) за стандартної температури вже перебувають у рідкому стані. Наприклад, на рис. 1 показана питома ентальпія води та водяної пари. Самі питомі ентальпії досить у широкому діапазоні тисків практично збігаються, але помітно змінюється залежно від тиску температура фазового переходу. Взагалі, помітний вплив



тиску на величину ентальпії відбувається тільки при тисках, близьких до критичного (для води — 221,15 бар).

При температурі 25°C і при тиску 0,0317 бар – вище вода знаходиться в рідкому стані, при тиску нижче 0,0317 бар – в пароподібному.

За нестандартних початкових умов доводиться перераховувати тепловий ефект хімічної реакції, який «прив'язаний» до стандартних умов. У чому полягає перерахунок, краще проілюструвати графічно (рис. 2а, б).

Припустимо, що водяна пара входить до складу і реагентів, і продуктів реакції. В обох випадках пар знаходиться при парціальних тисках, нижчий від тиску насичення для стандартної температури 25°C – тобто нижче 0,0317 бар.

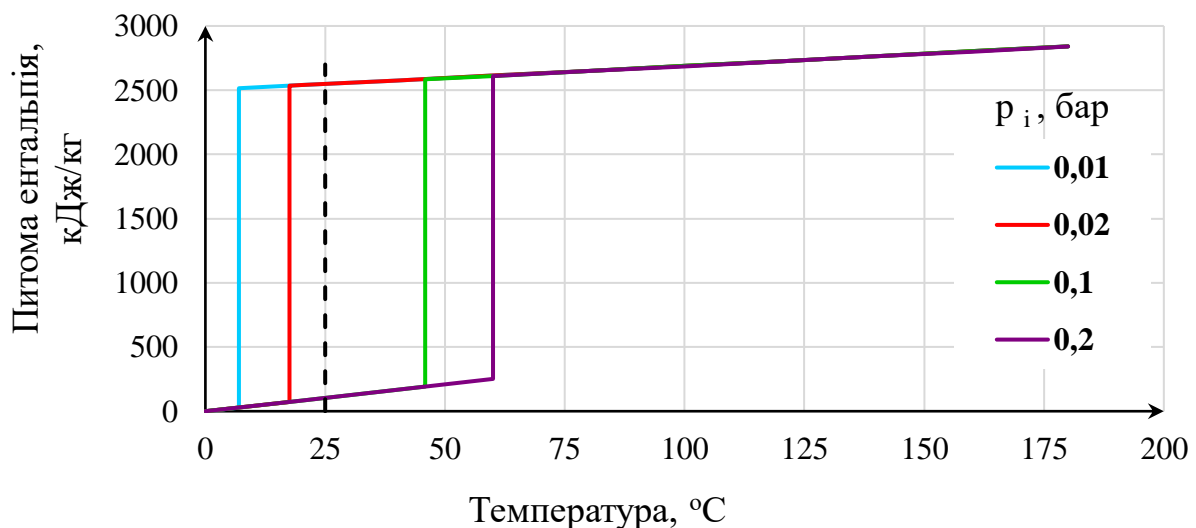


Рис. 1 – Залежність ентальпії води та водяної пари від температури при різних тисках

У векторному вигляді можна записати:

$$\overrightarrow{BB^0} + \overrightarrow{B^0C^0} + \overrightarrow{C^0C} + \overrightarrow{CE} = \overrightarrow{BE}.$$

Для адіабатного процесу $\overrightarrow{BE} = 0$;

$$\int_{T_1}^{T_0} (c_p(T) dT)_{\text{реаг}} + \Delta H_{298}^0 + \int_{T_0}^{T_1} (c_p(T) dT)_{\text{пр. реак}} - \Delta H = 0,$$

або, змінюючи межі інтегрування у першому інтегралі

$$-\int_{T_0}^{T_1} (c_p(T) dT)_{\text{реаг}} + \Delta H_{298}^0 + \int_{T_0}^{T_1} (c_p(T) dT)_{\text{пр. реак}} - \Delta H = 0,$$

отримуємо тепловий ефект за нестандартних умов

$$\Delta H = -\int_{T_0}^{T_1} (c_p(T) dT)_{\text{реаг}} + \Delta H_{298}^0 + \int_{T_0}^{T_1} (c_p(T) dT)_{\text{пр. реак}} ;$$

$$\Delta H < 0.$$

Якщо метою розрахунку є визначення кінцевої температури ПЗ T_2 , можна окремо не обчислювати ΔH , яке дорівнює



$$\Delta H = -\int_{T_1}^{T_2} (c_p(T) dT)_{\text{пр. реак}},$$

а відразу обчислити суму лівої частини виразу та останнього доданку у правій

$$\begin{aligned} -\int_{T_0}^{T_1} (c_p(T) dT)_{\text{пр. реак}} - \Delta H &= -\int_{T_0}^{T_1} (c_p(T) dT)_{\text{пр. реак}} - \int_{T_1}^{T_2} (c_p(T) dT)_{\text{пр. реак}} = \\ &= -\int_{T_0}^{T_2} (c_p(T) dT)_{\text{пр. реак}}, \end{aligned}$$

яка дорівнює сумі інтегралів, що залишилися в правій частині

$$-\int_{T_0}^{T_2} (c_p(T) dT)_{\text{реак}} = -\int_{T_0}^{T_1} (c_p(T) dT)_{\text{реак}} + \Delta H_{298}^0,$$

або

$$\int_{T_0}^{T_2} (c_p(T) dT)_{\text{реак}} = \int_{T_0}^{T_1} (c_p(T) dT)_{\text{реак}} - \Delta H_{298}^0.$$

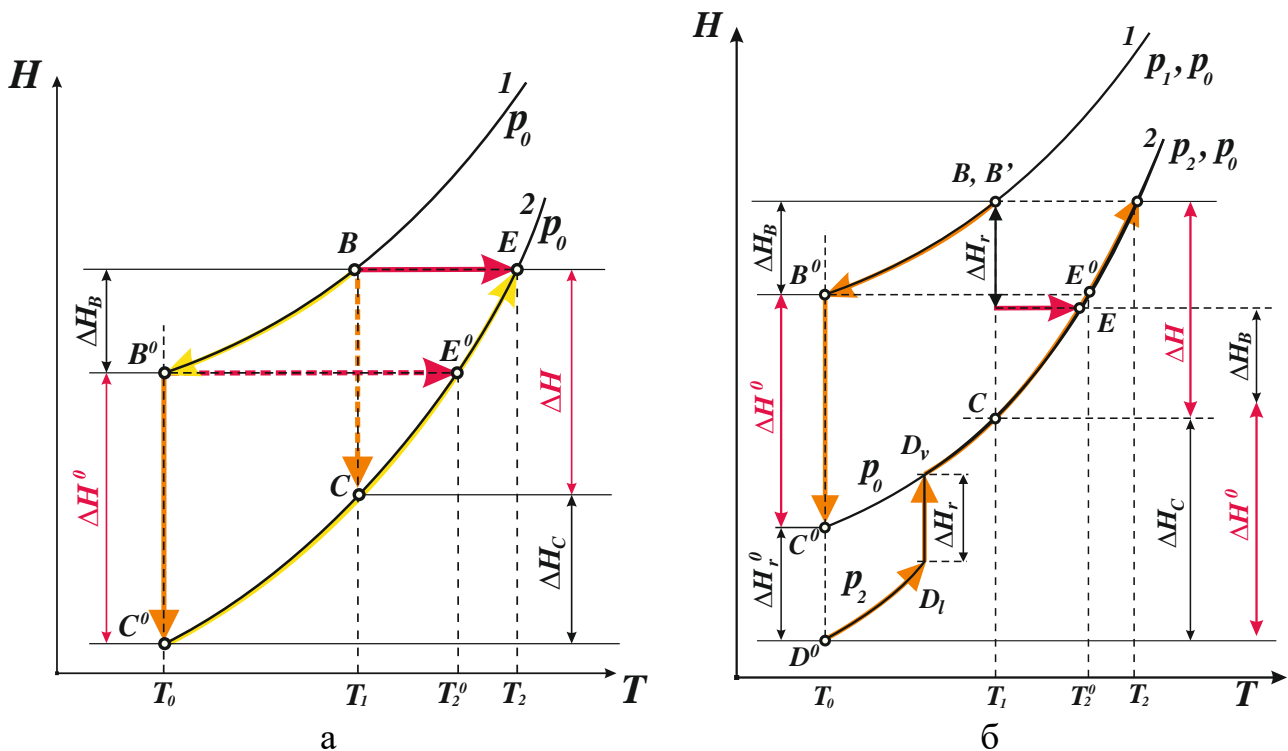


Рис. 2 – Графічна ілюстрація впливу початкової температури T_1 реагуючих речовин на тепловий ефект хімічної реакції ΔH та кінцеву температуру T_2 [1]:

а – без фазового переходу продуктів реакції, б – з фазовим переходом:

1, 2 – стандартна ізобара $p_0 = 760 \text{ mm Hg} = 1,01325 \text{ бар}$; В – початковий стан; Е – кінцевий стан; В' – В – перехід з ізобари p_1 на p_0 при $T_1 = \text{const}$; В – В⁰ – перехід з ізотерми T_1 на T_0 при $p_0 = \text{const}$; В⁰ – С⁰ і В – С – хімічна реакція за стандартних і нестандартних умов; С⁰ – D⁰ – перехід з ізобари p_0 на p_2 при $T_0 = \text{const}$ (якщо $p_2 > p_{0s} = 0,0317 \text{ бар}$ – конденсація); D⁰ – D_l – D_v – С – Е – перехід з ізотерми T_0 на T_2 при $p_2 = \text{const}$; T₂⁰ і T₂ – адіабатна температура продуктів реакції за стандартних і нестандартних умов; ΔH⁰ і ΔH – тепловий ефект за стандартних і нестандартних умов



Якщо парціальний тиск компонента газової суміші реагентів або ПЗ вище тиску насичення при стандартній температурі початку реакції $T_0 = 25,0^\circ\text{C}$ з'являється ділянка фазового переходу на діаграмі і два додаткові процеси в ланцюжку еквівалентного шляху (рис. 2б):

$$B' - B - B^0 - C^0 - D^0 - D_l - D_v - C - E.$$

Як наслідок, тепловий ефект реакції зменшується на величину фазового переходу, відповідно зменшується і температура згоряння T_2 у менший бік. Теплоту фазового переходу можна встановити функцією тиску у вигляді полінома [1].

Перелік використаної літератури

1. Shevchenko, M. Working process model development of the gas turbine engine combustor fueling on methanol [Text] / M. Shevchenko, M. Ambrozhevich, K. Fesenko // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2024. – №2 (1 (128)). – С. 49–54. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.301325>



УДК 621.45.02

АПРОКСИМАЦІЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИНИ

П. Є. Горбова, О. В. Кіслов

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

При проектуванні ГТД оцінка параметрів ГТД на нерозрахункових режимах виконується шляхом математичного моделювання. Ключовими аспектами цього процесу є наявність характеристик елементів ГТД. На етапі попереднього проектування, коли відсутні характеристики елементів, що проектуються, використовуються узагальнені характеристики. Зазвичай це потребує використання методів апроксимації характеристик.

У даній роботі розглядається проблема узагальнення та апроксимації характеристик турбіни з використанням перетворень функції, що апроксимується, до вигляду, який дозволяє спростити апроксимаційну функцію і підвищити точність апроксимації.

Під час дослідження виявлено, що застосування певних підходів до апроксимації характеристик турбіни може призвести до складних нелінійних залежностей, що ускладнює їхнє узагальнення та аналіз. Пропонується новий підхід, який базується на заміні вихідних характеристик турбіни іншими, що забезпечує більш просту та лінійну залежність. Це дозволяє отримати узагальнену характеристику турбіни, яка може бути використана для різних моделей турбін з невеликими відмінностями в параметрах.

Однією з характеристик турбіни є залежність ізоентропного ККД турбіни від степені зменшення тиску π_T^* та приведеної колової швидкості λ_u .

$$\eta_T^* = f(\pi_T^*, \lambda_u). \quad (1)$$

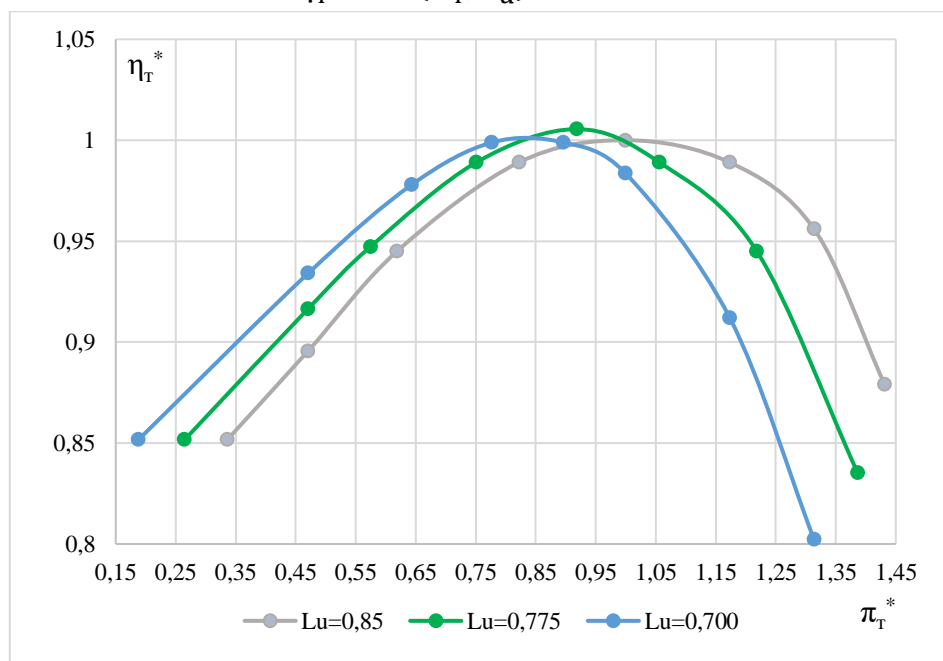


Рис. 1 – Характеристика турбіни



Ця характеристика є суттєво нелінійною і немонотонною по обом аргументам, що ускладнює їх узагальнення та апроксимацію.

Бажано перетворити залежність $\eta_T^* = f(\pi_T^*, \lambda_u)$ у таку функцію, яка є монотонною і близькою до лінійної.

Метою роботи є розробка форми представлення характеристик турбіни у вигляді, що забезпечує простоту узагальнення та апроксимації характеристик з високою точністю.

Для цього пропонується характеристику (1) замінити характеристикою у вигляді

$$L_T^* = f(L_{TS}^*, \lambda_u), \quad (2)$$

де $L_T^* = L_{TS}^* \cdot \eta_T^*$.

З урахуванням того, що $L_{TS}^* = i_T^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{k_T-1}{\pi_T^* k_T}}\right)$, залежність (2) можна представити:

$$\left(1 - \frac{1}{\frac{k_T-1}{\pi_T^* k_T}}\right) \cdot \eta_T^* = f\left[\left(1 - \frac{1}{\frac{k_T-1}{\pi_T^* k_T}}\right), \lambda_u\right]. \quad (3)$$

Залежність (3) є практично лінійною від $\left(1 - \frac{1}{\frac{k_T-1}{\pi_T^* k_T}}\right)$, оскільки функцією є аргумент $\left(1 - \frac{1}{\frac{k_T-1}{\pi_T^* k_T}}\right)$, скоригований коефіцієнтом η_T^* (який близький до 1 і мало змінюється).

Величина $\left(1 - \frac{1}{\frac{k_T-1}{\pi_T^* k_T}}\right)$ є безрозмірною ізоентропною роботою турбіни, оскільки $\overline{L}_{TS}^* = \frac{L_{TS}^*}{i_T^*} = 1 - \frac{1}{\frac{k_T-1}{\pi_T^* k_T}}$. А величина $\left(1 - \frac{1}{\frac{k_T-1}{\pi_T^* k_T}}\right) \cdot \eta_T^*$ - безрозмірна робота турбіни, оскільки $\overline{L}_T^* = \frac{L_T^*}{i_T^*} = \left(1 - \frac{1}{\frac{k_T-1}{\pi_T^* k_T}}\right) \cdot \eta_T^*$.

Тоді характеристику (3) можна представити як:

$$\overline{L}_T^* = f(\overline{L}_{TS}^*, \lambda_u). \quad (4)$$

Характеристика турбіни у вигляді (4) представлена на рис. 2.

Перевагою характеристики (4) у порівнянні з (1) є не тільки монотонність і зменшення нелінійності, але й зручність узагальнення характеристик турбін з близькими параметрами.

Зокрема, у турбін з близькими π_{Tr}^* близькі і \overline{L}_{TS}^* . Тому характеристику турбін у відносному вигляді, отриману для конкретної турбіни можна використовувати для інших турбін, якщо їх розрахункові параметри незначно відрізняються.

Для отримання узагальненої характеристики необхідно перейти до відносних параметрів:



$$\bar{\lambda}_u = \frac{\lambda_u}{\lambda_{up}}; \quad \bar{L}_{TS}^* = \frac{\bar{L}_{TS}^*}{\bar{L}_{TSp}^*}; \quad \bar{L}_T^* = \frac{\bar{L}_T^*}{\bar{L}_{Tp}^*};$$

де

$$\bar{L}_{TSP}^* = 1 - \frac{1}{\pi_{tr}^* \frac{k_r - 1}{k_r}}; \quad \bar{L}_{Tp}^* = \bar{L}_{TSP}^* * \eta_{tr}^*.$$

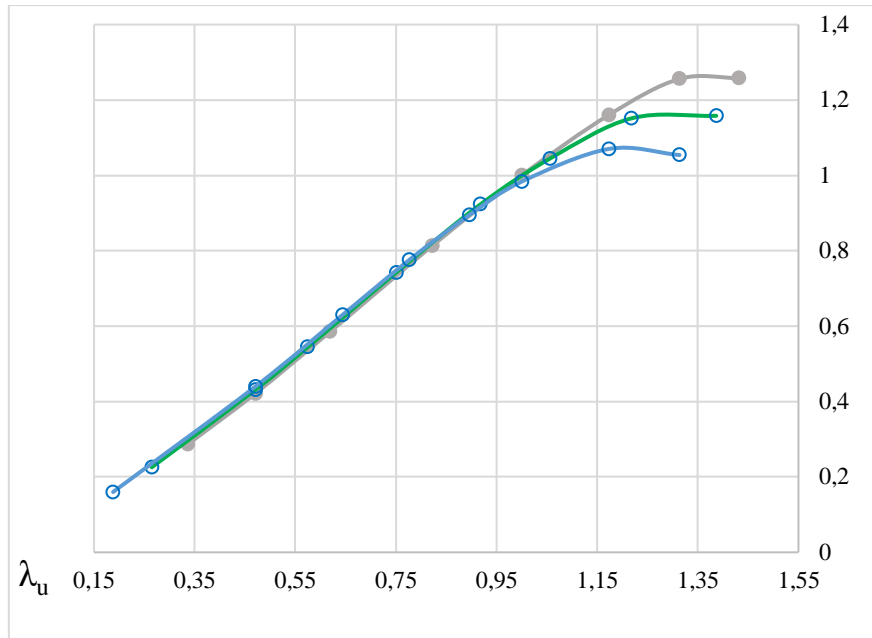


Рис. 2 – Характеристика турбіни

А сама узагальнена характеристика турбіни представляється у вигляді:

$$\bar{L}_T^* = f(\bar{L}_{TS}^*, \bar{\lambda}_u). \quad (5)$$

На основі проведених досліджень можна зробити висновок, що характеристику турбіни можна представити у вигляді практично монотонних і лінійних залежностей, що дозволяє спростити вигляд апроксимаційної функції і підвищити точність апроксимації. Крім цього, розроблено підхід до узагальнення характеристик турбін, який є корисним для математичного моделювання ГТД на етапі проектування.



УДК 621.452.3

РОЗРАХУНОК ПРОСТОРОВОЇ ТЕЧІЇ В РОБОЧОМУ КОЛЕСІ КОМПРЕСОРА ГТД

Д. О. Гринченко, В. А. Даценко, К. В. Фесенко

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

Для розробки ефективних ступенів осьових компресорів та удосконалення існуючих проточних частин потрібен докладний аналіз газотермодинамічних процесів, які відбуваються в їхньому внутрішньому середовищі. Один з основних методів такого дослідження, спрямованого на підвищення ефективності проектування та удосконалення виробів, полягає в проведенні натурного експерименту. Проте значення числового експерименту в процесі проектування та удосконалення ступенів осьових компресорів постійно зростає. На сьогоднішній день розповсюдженою формою числового дослідження стало моделювання просторової в'язкої течії в проточній частині ступеня осьового компресора, що дозволяє отримати найповнішу картину течії.

В цій роботі на основі спрофільованої лопатки робочого колеса (РК) першого ступеня компресора високого тиску (КВТ) побудована 3D модель пера лопатки за допомогою графічної системи Siemens NX. Далі проведено розрахункове дослідження параметрів потоку в проточній частині РК КВТ в програмному комплексі ANSYS. Для отримання результату потрібно створити геометричну модель обраної розрахункової області (програма Geometry ANSYS), накласти на неї сітку контрольних обсягів (програма TurboGrid ANSYS), задати коректні умови моделювання (граничні умови та властивості робочого тіла) і провести безпосередньо розрахунок параметрів тривимірної течії (програма CFX ANSYS). Схема проекту розрахунку в програмному комплексі ANSYS показана на рис. 1.

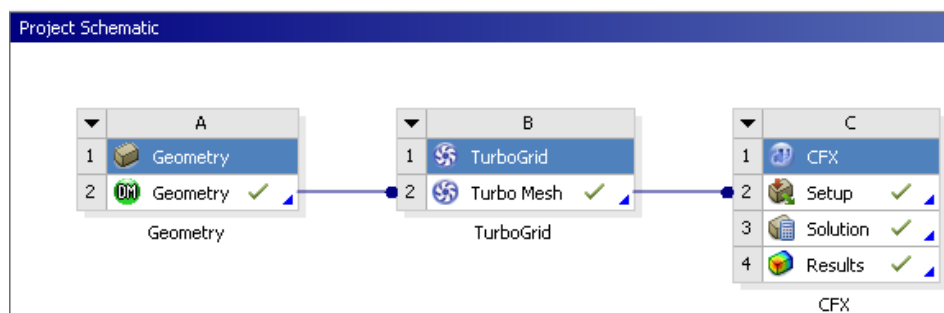


Рис. 1 – Схема проекту розрахунку в програмному комплексі ANSYS

Результати розрахунку дають можливість отримати уявлення про зміну основних параметрів потоку в міжлопатковому каналі робочого колеса компресору на різних радіусах за висотою лопатки і в меридіональному перерізі. При аналізі результатів розрахунку насамперед будують лінії току в межах



проточної частини, які найбільш наочно демонструють характер течії та добре візуалізують проблемні місця проточної частини (рис. 2).

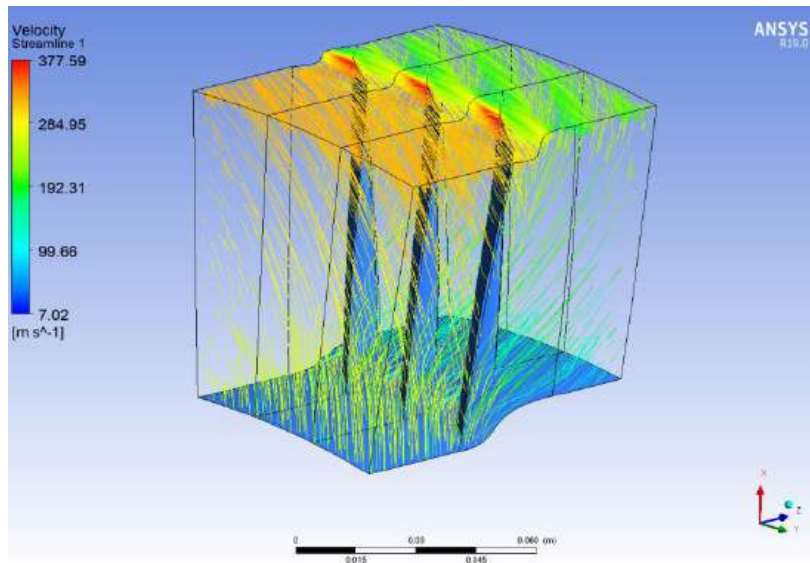


Рис. 2 – Лінії току в робочому колесі

Візуалізацію полів розподілу числа Маха у відносному русі на трьох радіусах за висотою лопатки у міжлопатковому каналі РК показано на рис. 3.

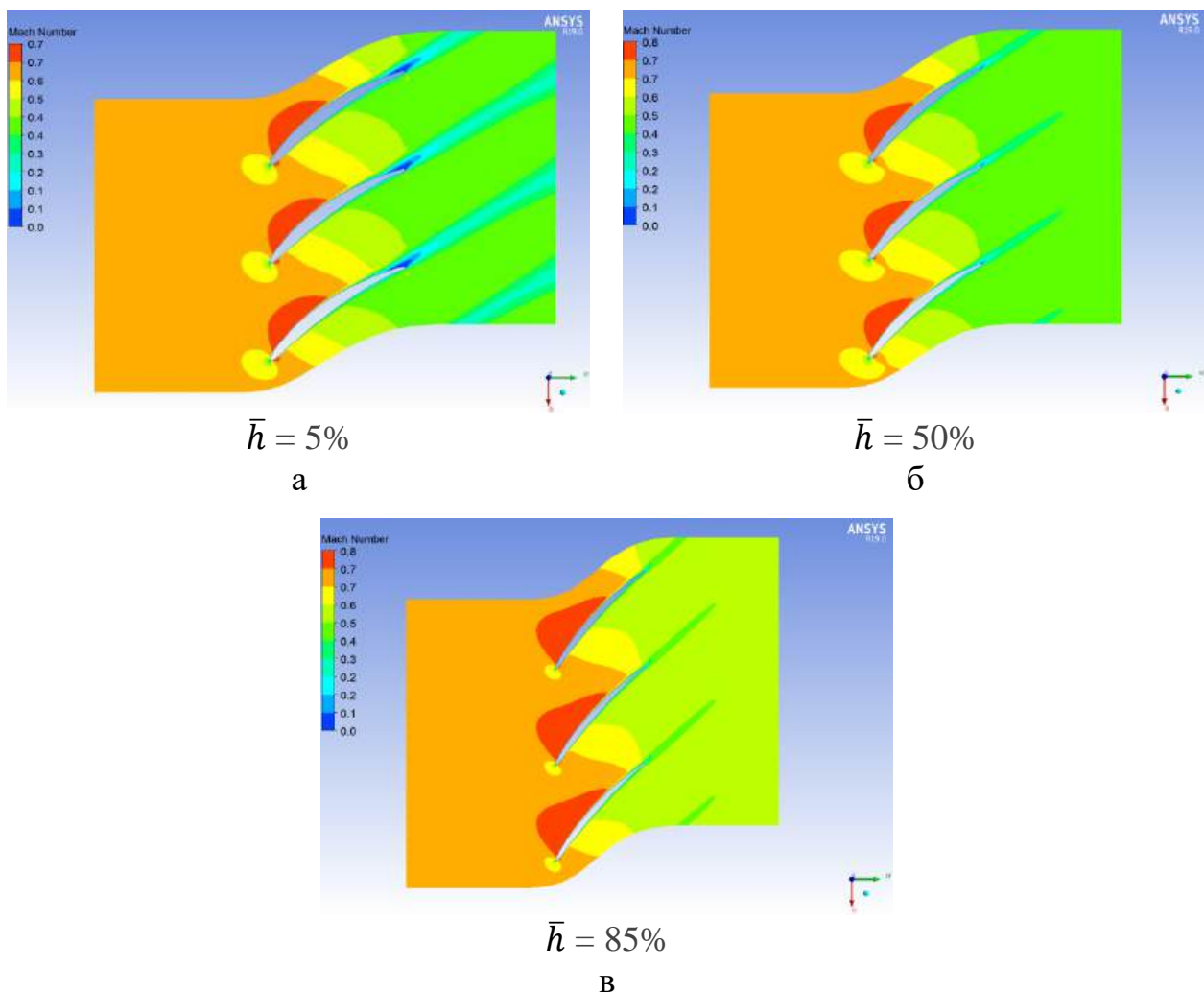


Рис. 3 – Розподіл числа Маха у відносному русі в РК на різних радіусах



Після дослідження розподілу чисел Маха у відносному русі на трьох радіусах за висотою лопатки РК можна відзначити, що на периферії РК швидкості вище, ніж на втулці, а також відбувається зменшення відносної швидкості в робочому колесі від входу до виходу, що фізично відображає реальну картину течії дозвукового потоку в міжлопатковому криволінійному дифузори.

Порівняно значення параметрів на вході та виході з РК за висотою лопатки, які отримано в результаті 3D розрахунку, зі значеннями, що були отримані в результаті профілювання лопатки РК. Графік розподілу тиску загальмованого потоку в абсолютному русі за висотою лопатки наведено на рис. 4.

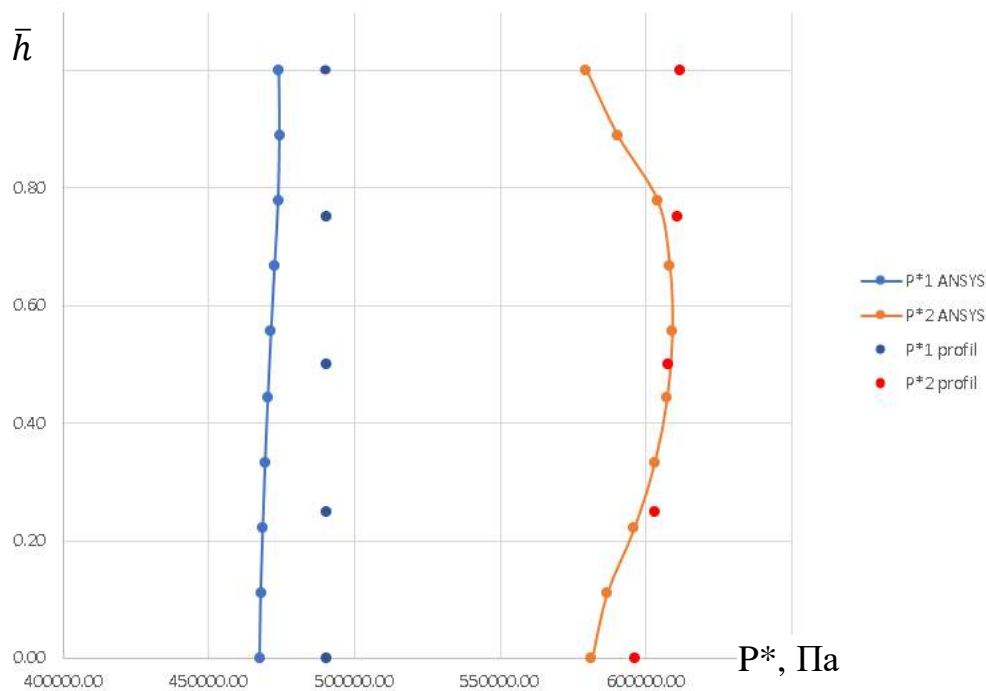


Рис. 4 – Розподіл тиску загальмованого потоку в абсолютному русі на вході і виході з РК за висотою лопатки

Порівняно отримані при 3D розрахунку ізентропійний ККД за параметрами загальмованого потоку $\eta_{\text{спк}}^*$ і степінь підвищення тиску в РК $\pi_{\text{рк}}^*$ з $\eta_{\text{спк}}^*$ та $\pi_{\text{рк}}^*$, що отримані при профілюванні. Порівняння представлено в табл. 1.

Таблиця 1 – Порівняння інтегральних параметрів РК

Параметр	ANSYS	Профілювання
$\eta_{\text{спк}}^*$	0.919061	0.9201
$\pi_{\text{рк}}^*$	1.27161	1.24692

Наведені розподіли параметрів показують задовільний збіг результатів розрахунку, отриманих за допомогою комплексу програм ANSYS, з результатами профілювання. Можна зробити висновок щодо достатньо точного збігу значень інтегральних параметрів РК, а їх відмінність можна пояснити неповним урахуванням всіх особливостей потоку при проведенні профілювання РК.



УДК 621.452

ЧУТЛИВІСТЬ КУТА НАТІКАННЯ У СТУПЕНІ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА ДО ЗМІНИ УМОВ РОБОТИ

О. В. Кіслов, Д. М. Чиж

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

Актуальність проблеми. На нерозрахункових режимах роботи осьового компресора кути натікання i (рис. 1) відхиляються від розрахункових значень. Це може спричинити нестійку роботу компресора. Найбільші відхилення у перших та останніх ступенях компресора. Тому для цих ступенів важливо передбачити заходи, які забезпечують зменшення відхилення кутів натікання від їх розрахункових значень на нерозрахункових режимах компресора. Для цього потрібно визначити чутливість кута натікання до форми трикутників швидкостей для подальшого вибору таких планів швидкостей, які забезпечують мінімальне відхилення кута натікання.

Основна задача: виявити кінематичні параметри, змінення яких викликає зміну кута натікання, та оцінити чутливість кута натікання до їх змінення з метою розробки рекомендацій для проектування перших та останніх ступенів компресора.

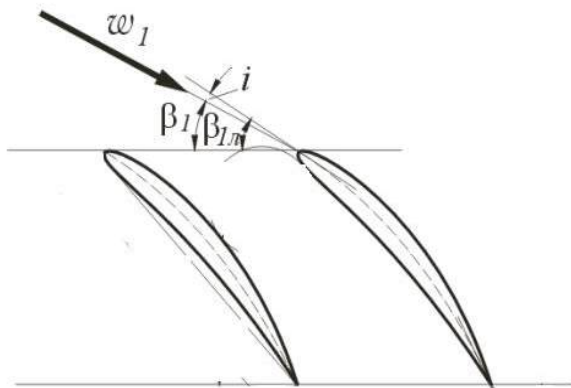


Рис. 1 – Кути на вході у компресорну решітку: i – кут натікання, β_1 – кут входу потоку, $\beta_{1л}$ – конструктивний кут входу потоку

Спосіб вирішення проблеми

З рис. 1 видно, що кут натікання i змінюється при зміні кута входу потоку β_1 , який, у свою чергу, визначається коефіцієнтом витрат $\bar{c}_a = \frac{c_a}{u}$, оскільки з трикутника швидкостей на вході у робоче колесо (рис. 2)

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_a}{u - c_u} = \frac{\bar{c}_a}{1 - \frac{c_u}{u}} = \frac{\bar{c}_a}{1 - \frac{\bar{c}_a}{\operatorname{tg} \alpha_1}}, \quad (1)$$

а кут $\alpha_1 = \text{const}$ (визначається кутом виходу потоку з нерухомої решітки, що перед робочим колесом).

Зміна режиму роботи означає змінення колової u та вісєвої c_a швидкостей, а значить і зміну коефіцієнта витрат $\bar{c}_a = \frac{c_a}{u}$, з подальшим зміненням β_1 і кута натікання i .

Для того, щоби виявити чутливість кута натікання до зміни \bar{c}_a потрібно знайти похідну $\frac{di}{d\bar{c}_a}$.

Виходячи з того, що $i = \beta_{1л} - \beta_1$,



$$\frac{di}{d\bar{c}_a} = -\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a}$$

Тобто, для дослідження можемо використовувати чутливість кута β_1 до зміни коефіцієнта витрат.

Після диференціювання (1), отримаємо:

$$\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} = \frac{(1 + \operatorname{tg}\beta_1 / \operatorname{tg}\alpha_1)^2}{1 + \operatorname{tg}^2\beta_1}. \quad (2)$$

Залежність (2) представлена на рис.3 у вигляді $\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} = f(\beta_1)$ при різних α_1 .

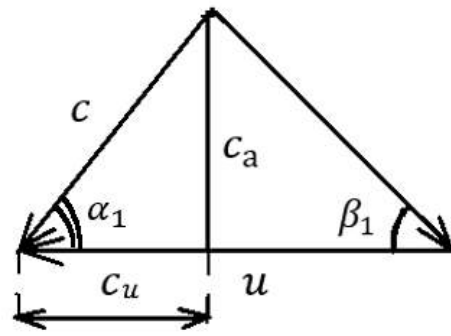


Рис. 2 – Трикутник швидкостей перед робочим колесом компресора

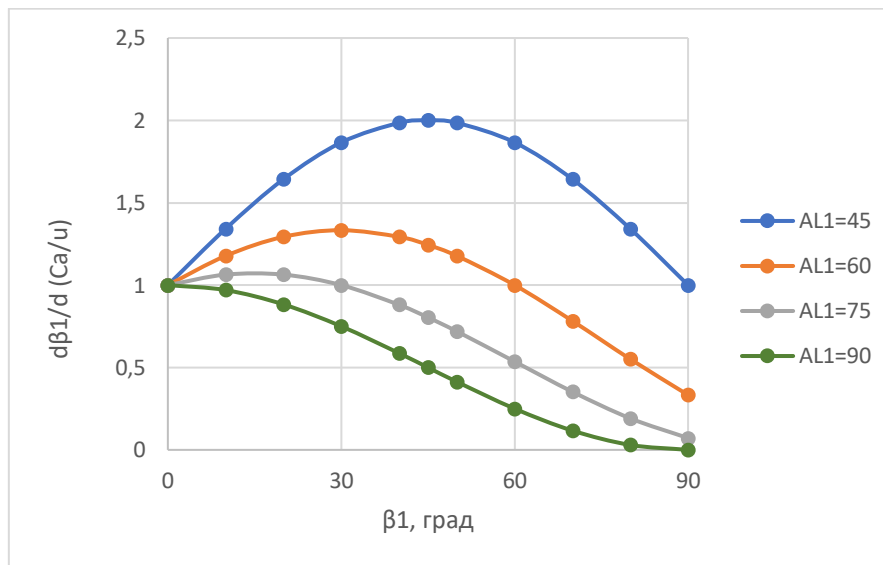


Рис. 3 – Залежність $\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} = f(\beta_1, \alpha_1)$

За допомогою цієї залежності зручно оцінювати вплив аеродинамічних збурень на вході (зменшення c_a на вході) та вплив змінення колової швидкості u на кут натікання. Для цього необхідно використовувати формулу:

$$\Delta i = \frac{di}{d\bar{c}_a} \Delta \bar{c}_a = -\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} \Delta \bar{c}_a. \quad (3)$$

При однаковому змінній $\Delta \bar{c}_a$ кут натікання сильніше збільшується в тих решітках, де більше $\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a}$.

Для оцінки впливу режиму роботи ГТД на змінення кута натікання i зручно мати чутливість кута натікання до змінення відносного коефіцієнта витрат $\bar{c}_a = \frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{ap}}$. Тут \bar{c}_{ap} – коефіцієнт витрат на розрахунковому режимі. Справа в тому, що при одному й тому ж змінній режиму для робочих решіток з різними \bar{c}_{ap} (а значить і різними β_{1p}) змінення коефіцієнта витрат $\Delta \bar{c}_a$ буде різним, а змінення відносного коефіцієнта витрат \bar{c}_a – однаковим. Наприклад, зменшення витрат



повітря на 10% при $u=const$ викликає зменшення c_a і \bar{c}_a на стільки ж відсотків, але $\Delta\bar{c}_a$, яке фігурує у формулі (3), буде різним (воно буде більшим у решітки з більшим \bar{c}_{ap}).

Оскільки $\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} = \frac{d\beta_1}{d(\bar{c}_a \cdot \bar{c}_{ap})} = \frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} \cdot \frac{1}{\bar{c}_{ap}}$, то

$$\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} = \frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} \cdot \bar{c}_{ap}, \quad (4)$$

а

$$\frac{di}{d\bar{c}_a} = -\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} = -\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} \cdot \bar{c}_{ap}. \quad (5)$$

Для визначення змінення кута натікання використовується формула:

$$\Delta i = \frac{di}{d\bar{c}_a} \Delta\bar{c}_a = -\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} \Delta\bar{c}_a = -\left(\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} \cdot \bar{c}_{ap}\right) \Delta\bar{c}_a. \quad (6)$$

Оскільки $\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} = f_1(\beta_1, \alpha_1)$, а з формули (1) випливає, що $\bar{c}_a = f_2(\beta_1, \alpha_1)$, то і залежність $\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} = f(\beta_1, \alpha_1)$. Дана залежність показана на рис.4.

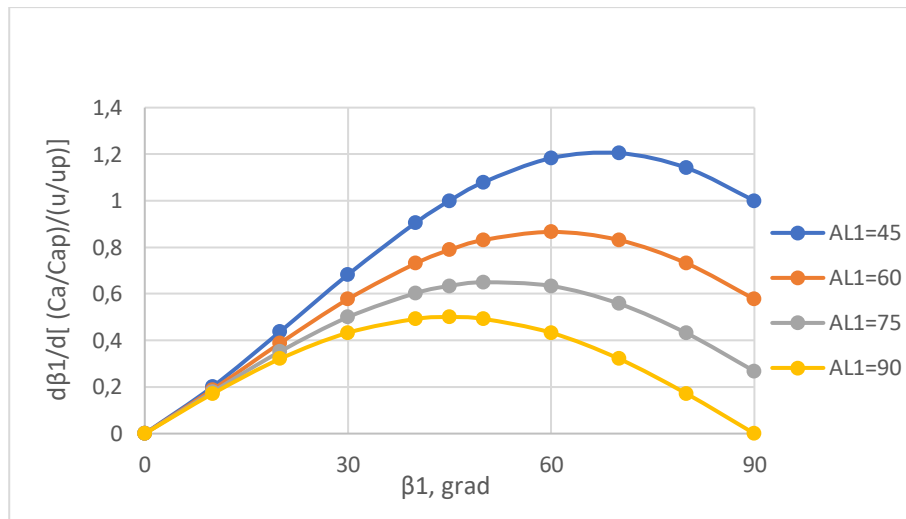


Рис. 4 – Залежність $\frac{d\beta_1}{d\bar{c}_a} = f(\beta_1, \alpha_1)$

Висновки:

1. Одержані залежності чутливості кута натікання i до зміни кінематичних параметрів робочого колеса компресора.

2. При відомому абсолютному змінненні $\Delta\bar{c}_a$ для визначення Δi доцільно використовувати формули (2) та (3).

3. При відомому відносному змінненні $\Delta\bar{c}_a$ для визначення Δi доцільно використовувати формули (6) та (7).



УДК 621.452.3

ПОРІВНЯННЯ ЗМІНИ ТИСКУ ВЗДОВЖ ТРУБИ ДЛЯ СТИСНЕНОГО ТА НЕСТИСНЕНОГО РОБОЧОГО ТІЛА

К. В. Рябчук, О. В. Кіслов

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

З гідрогазодинаміки відомо, що для труби з заданою шорсткістю [1]:

$$\Delta p = \left(\frac{1}{D}\right) \cdot \xi(\text{Re}) \cdot \frac{\rho_1 c_1^2}{2}; \quad (1)$$

де $\Delta p = p_1 - p_2$, а $\bar{l} = \frac{1}{D}$.

У диференціальному вигляді для елементарного відрізка труби це виглядає:

$$\frac{dp}{d\bar{l}} = -\xi(\text{Re}) \cdot \frac{\rho c^2}{2}. \quad (2)$$

Для порівняння законів зміни тиску вздовж труби $p(\bar{l})$ треба розв'язати рівняння (2) для двох випадків: коли $\rho = \text{const}$ та коли $\rho = \frac{p}{RT}$.

Число Рейнольдса можна представити в залежності від секундних масових витрат робочого тіла G та площі поперечного перерізу F і діаметра D труби:

$$\text{Re} = \frac{\rho c D}{\mu} = \frac{G}{F} \cdot \frac{D}{\mu}.$$

Очевидно, що $\text{Re} = \text{const}$ вздовж труби, якщо знехтувати зміною $\mu = f(T)$. Тоді і $\xi(\text{Re}) = \text{const}$ вздовж труби.

Швидкісний напір можна представити у вигляді:

$$\frac{\rho c^2}{2} = \frac{(\rho c) \cdot c}{2} = \frac{G}{F} \cdot \frac{c}{2} = \left|c = \frac{G}{F \cdot \rho}\right| = \left(\frac{G}{F}\right)^2 \cdot \frac{1}{2\rho}. \quad (3)$$

а) Для нестисненого робочого тіла $\rho = \text{const}$, тому і $\frac{\rho c^2}{2} = \left(\frac{G}{F}\right)^2 \cdot \frac{1}{2\rho} = \text{const}$ та не залежить від зміни p вздовж труби.

З урахуванням незмінності вздовж труби $\xi(\text{Re})$ і $\frac{\rho c^2}{2}$, незмінною залишається і похідна тиску вздовж труби $\frac{dp}{d\bar{l}}$:

$$\frac{dp}{d\bar{l}} = -\xi(\text{Re}) \cdot \frac{\rho c^2}{2} = -\xi\left(\frac{G}{F} \cdot \frac{D}{\mu}\right) \cdot \left(\frac{G}{F}\right)^2 \cdot \frac{1}{2\rho} = \text{const}, \quad (4)$$

а залежність $p(\bar{l})$ є лінійною відносно $\bar{l} = \frac{1}{D}$ і описується формулою:

$$p_1 - p_2 = \xi\left(\frac{G}{F} \cdot \frac{D}{\mu}\right) \cdot \left(\frac{G}{F}\right)^2 \cdot \frac{1}{2\rho} \cdot \bar{l}, \quad (5)$$

б) Для стислого робочого тіла густина ρ змінюється відповідно з рівнянням стану $\rho = \frac{p}{RT}$, тому



$$\frac{\rho c^2}{2} = \left(\frac{G}{F}\right)^2 \cdot \frac{1}{2\rho} = \left(\frac{G}{F}\right)^2 \cdot \frac{RT}{2p} = \frac{A}{p},$$

де $A = \left(\frac{G}{F}\right)^2 \cdot \frac{RT}{2} = \text{const}$, якщо знехтувати зміною T вздовж труби.

Тоді

$$\frac{dp}{d\bar{l}} = -\xi \left(\frac{G}{F} \cdot \frac{D}{\mu}\right) \cdot \left(\frac{G}{F}\right)^2 \cdot \frac{RT}{2p} = -\frac{B}{p}, \quad (6)$$

де $B = \xi \left(\frac{G}{F} \cdot \frac{D}{\mu}\right) \cdot \left(\frac{G}{F}\right)^2 \cdot \frac{RT}{2} = \text{const}$.

Після інтегрування диференційного рівняння (6), одержимо закон зміни тиску вздовж труби $p(\bar{l})$:

$$\int p dp = -\int B \cdot d\bar{l},$$

$$\text{і } \frac{p^2}{2} = -B\bar{l} + \text{const}. \quad (7)$$

Постійна у рівнянні (7) визначається з граничних умов на вході у трубу. При $\bar{l} = 0$ $p = p_1$, тому $\text{const} = \frac{p_1^2}{2}$ і рівняння (7) можна представити у вигляді

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = B\bar{l}. \quad (8)$$

З (8) можна одержати закон зміни тиску вздовж труби для стислого робочого тіла:

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - 2B\bar{l}}, \quad (9)$$

або у повному вигляді:

$$p_2 = \sqrt{p_1^2 - \xi \left(\frac{G}{F} \cdot \frac{D}{\mu}\right) \cdot \left(\frac{G}{F}\right)^2 \cdot RT\bar{l}} \quad (10)$$

На відміну від нестисненого робочого тіла, залежність $p(\bar{l})$ для газу є нелінійною.

За допомогою формул (5) та (10) можна порівняти закони зміни тиску вздовж труби для стислого та нестислого робочого тіла.

Для прикладу розглядається ділянка магістрального газопроводу з діаметром труби $D = 1,420$ м, у якій тече метан з початковими тиском $p_1 = 75$ бар і температурою 20°C . Секундні масові витрати газу $G = 700$ кг/с.

Розрахунки виконані для двох випадків: коли густина метану стала вздовж труби і коли вона залежить від тиску.

При заданих p_1 та T_1 динамічна в'язкість $\mu = 1,29 \cdot 10^{-5}$ Па·с [2].

Тоді число $Re = \frac{G}{F} \cdot \frac{D}{\mu} = 4,87 \cdot 10^7$.

З [1] визначається, що $\lg(100 \cdot \xi) = 0,3$, звідки $\xi = 0,019953$.

Результати розрахунку тиску вздовж труби для стислого та нестислого робочого тіла представлені на рис. 1

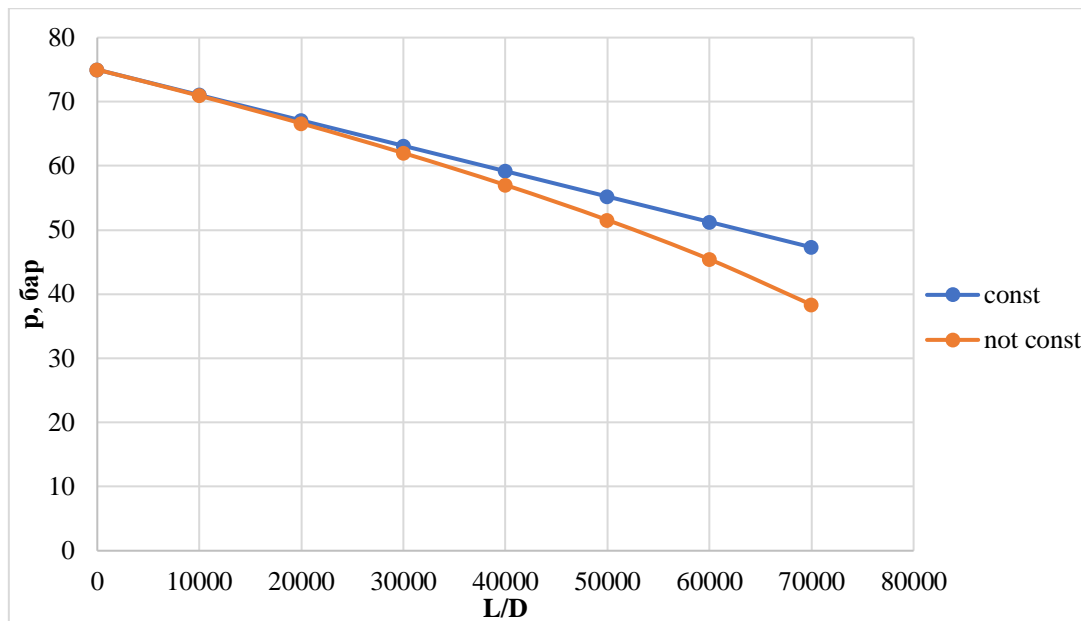


Рис. 1 – Зміна тиску вздовж труби для стисненого та нестисненого робочого тіла

З наведених результатів випливає, що втрати тиску більші для стисненого робочого тіла, а різниця розподілів тиску при $\rho = \text{const}$ та $\rho \neq \text{const}$ зростає при збільшенні $\frac{1}{D}$.

Перелік використаної літератури:

1. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И. Е. Идельчик ; Под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение. 1992. – 672 с.
2. Физические величины [Текст] : справочник / А. П. Бабичев, Н. А. Бабушкина, А. М. Братковский [и др.] ; Под ред. И. С. Григорьева, Е. З. Мейлихова. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 1232 с.



УДК 621.452.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИН РАДІАЛЬНОГО ЗАЗОРУ У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ РОБОЧОГО КОЛЕСА НА ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ПОТОКУ

О. Г. Селезень, В. А. Даценко

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

Суттєві втрати тиску виникають у радіальному зазору. Ці втрати в основному пов'язані з перетіканням робочого тіла в зазорі між корпусом та лопаткою через різницю тисків на спинці і коритці лопатки.

Однак, реальна картина течії дуже складна і вплив величини радіального зазору на характеристики ступеня, відповідно до [1], неоднозначний. За відсутності радіального зазора між кінцевою поверхнею лопатки та торцевою поверхнею виникає відрив. Струмки, що перетікають через радіальний зазор, призводять до зменшення цього відриву. Таким чином, існує оптимальне значення радіального зазора, при якому втрати тиску в кінцевих областях мінімальні.

Дослідження присвячено виявленню впливу величини радіального зазору на основні параметри робочого колеса. Для цього використано пакет ANSYS CFX.

Перш ніж розпочати безпосередньо дослідження, мінімізовано вплив вихідних даних (таких, як кількість чарунок у сітці, використовуваної у розрахунку) на результат.

Для отримання залежності одержуваних результатів від кількості чарунок у сітці проведено серію розрахунків для різного числа цих чарунок: 100, 200, 300, 400 та 500 тисяч елементів у сітці. Саму сітку створено у програмі TurboGrid.

Після аналізу отриманих результатів, прийнято кількість чарунок у сітці, яка використовується при розрахунку, що дорівнює 400000, так як менше значення чарунок зменшить точність розрахунку, а більше їх значення значно уповільнить процес обчислень. Граничні умови прийняті при дослідженні: Mass Flow inlet P static outlet.

Проведено серію з 4-х розрахунків для величин радіального зазору, рівних 0,5%; 1%; 1,5% та 2% від висоти лопатки. Залежність ступеня підвищення тиску

π_k^* та ККД η_{ks}^* від величини радіального зазору представлена на рис. 1.

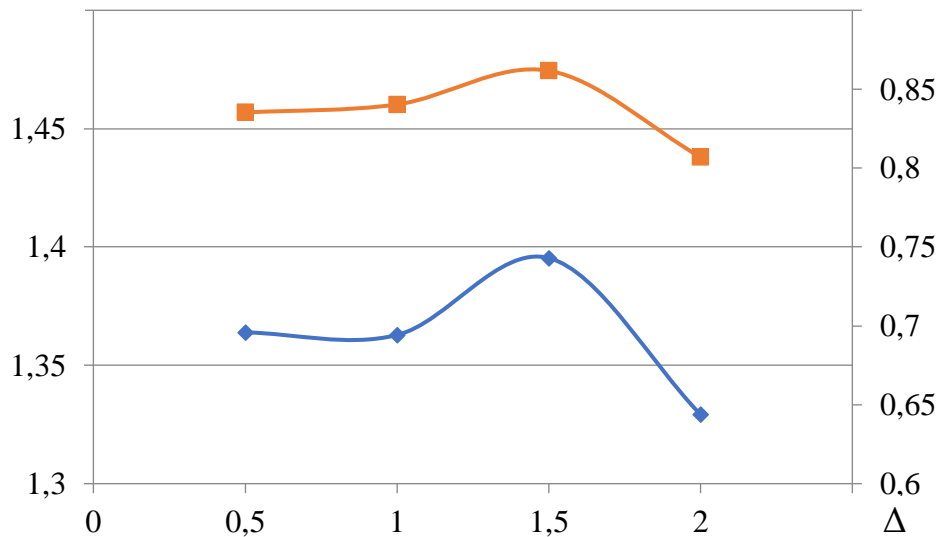


Рис. 1 – Залежність степені підвищення тиску та ККД від величини радіального зазору

З отриманих графіків видно, що при радіальному зазору 1,5% від висоти лопатки спостерігається максимальне значення таких параметрів, як ККД та ступінь підвищення тиску. Імовірно це може бути пов'язано з тим, що повітря, яке перетікає через радіальний зазор, перешкоджає утворенню парних вихорів у міжлопатковому каналі.

Перелік використаної літератури:

1. Xuemin, Y. Effect of blade tip pattern on performance of a twin-stage variable-pitch axial fan [Text] / Y. Xuemin, Z. Jiankun, L. Chunxi // *Energy. March.* – 2017. – № 126. – P. 535-563.



УДК 621.452.3

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА СТУПЕНІ ОСЬОВОГО БАГАТОСТУПЕНЕВОГО КОМПРЕСОРА

Г. В. Фотенко, В. А. Даценко

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

Надійність і ефективність роботи газотурбінних двигунів багато в чому визначається досконалістю багатоступених осьових компресорів, що входять до їх складу. Високі параметри, що закладаються при проектуванні, дозволяють забезпечити необхідні характеристики двигуна. Тому вже на стадії проектування необхідно мати уявлення про характеристики компресора, що розробляється. Для цього широке застосування знаходять методи математичного моделювання, що дозволяють істотно розширити обсяг інформації про процеси, що протікають в ньому.

Дослідження присвячене аналізу характеристик та термогазодинамічних параметрів спроектованого робочого колеса (РК) осьового багатоступеневого компресора за допомогою моделювання в ANSYS CFX.

На рис. 1 представлена розрахована характеристика робочого колеса.

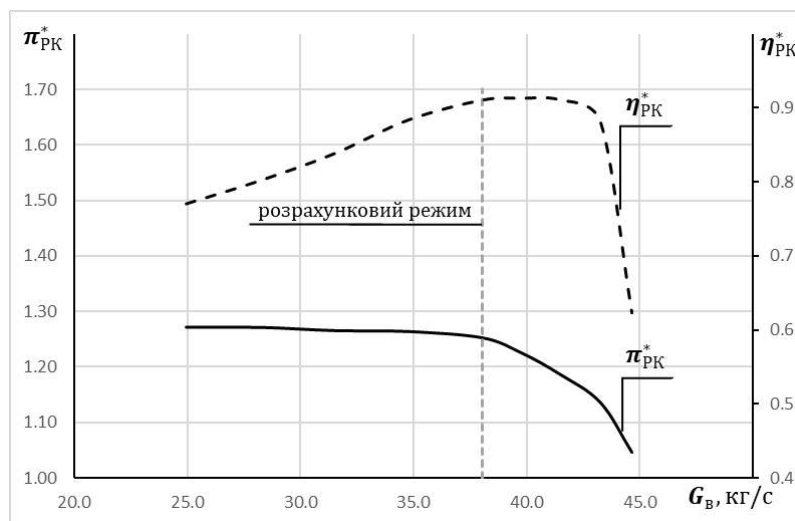


Рис. 1 – Характеристика робочого колеса

Виконано аналіз течії на різних режимах роботи. Так, на рис. 2 наведено лінії току в робочому колесі у вигляді швидкості потоку у відносному русі W на трьох режимах: біля межі газодинамічної стійкості, на розрахунковому режимі, та на режимі «запірання». З рисунків видно, що при зміні витрати з'являється турбулентна зона за якою йде відрив потоку від профілю лопатки: при зменшенні витрати повітря кути натікання збільшуються, результатом чого буде зрив на спинці. У свою чергу, збільшення витрати призводить до зворотного ефекту – зменшення кутів натікання та зриву з коритця.

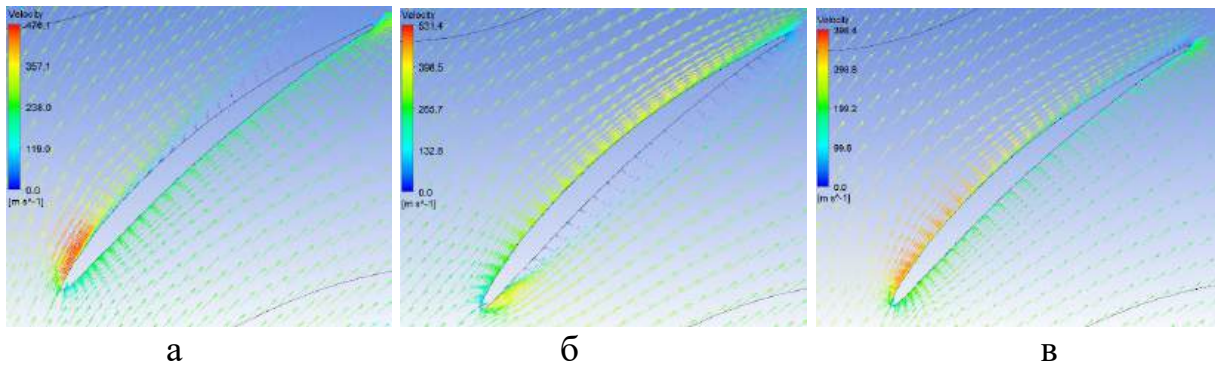


Рис. 2 – Лінії току в робочому колесі: а – біля межі газодинамічної стійкості; б – на режимі «запирання»; в – на розрахунковому режимі

Проаналізовано розподіл повної температури та повного тиску в меридіональному перерізі на розрахунковому режимі (рис. 3).

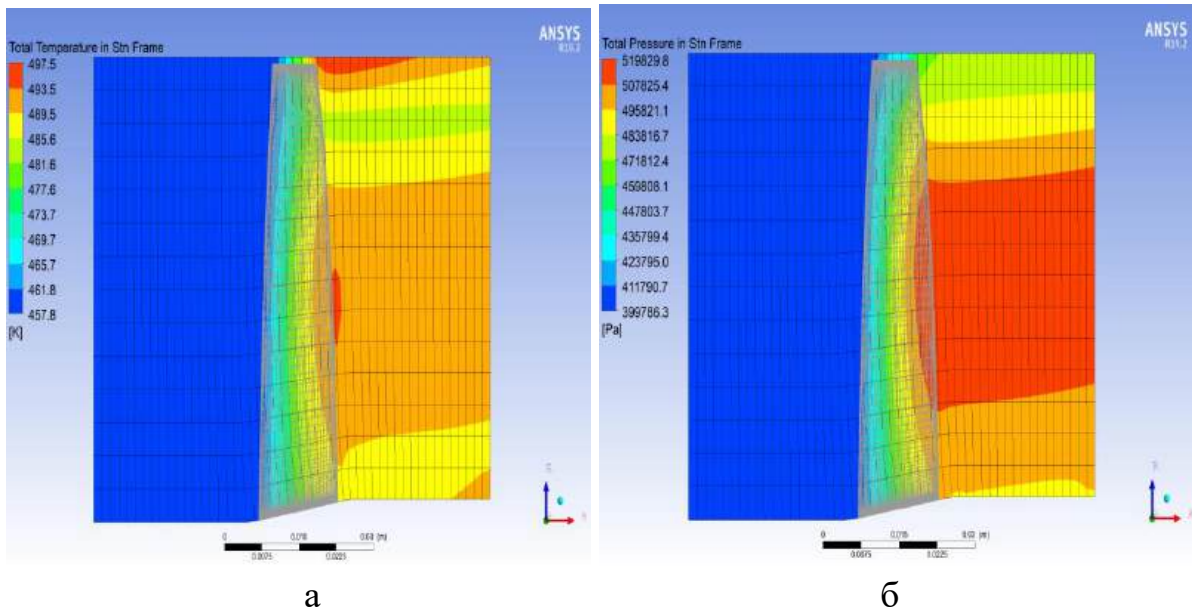


Рис. 3 – Розподіл повної температури (а) та повного тиску (б) в меридіональному перерізі

В результаті розрахунку робочого колеса отримали уявлення про зміну термогазодинамічних параметрів в міжлопатковому каналі на різних радіусах по висоті лопатки в меридіональному перерізі.

Проведено розрахунок характеристики РК. Встановлено, що спроектоване робоче колесо задовольняє сучасним вимогам та може працювати в широкому діапазоні витрат робочого тіла.



УДК 621.452.322

РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ОДНОВАЛЬНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА ТРДД

Г. В. Фотенко, О. В. Кіслов

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

У силових установках можливо виділити не тільки типові елементи (функціональні елементи), але і типові групи елементів (функціональні модулі), які у свою чергу, мають характеристики у вигляді критеріальних залежностей. Ці залежності не змінюються при використанні функціонального модуля у двигунах різних схем.

Типовими функціональними модулями ТРДД (рис. 1) є:

- газогенератор (ГГ) – компресор, камера згоряння, турбіна компресора ГГ;
- генератор наявної роботи (ГНР) – усі функціональні елементи, окрім вихідного пристрою (сопла);
- генератор вільної роботи (ГВР) – ГГ, вентилятор внутрішнього контуру, турбіни вентилятора внутрішнього контуру.

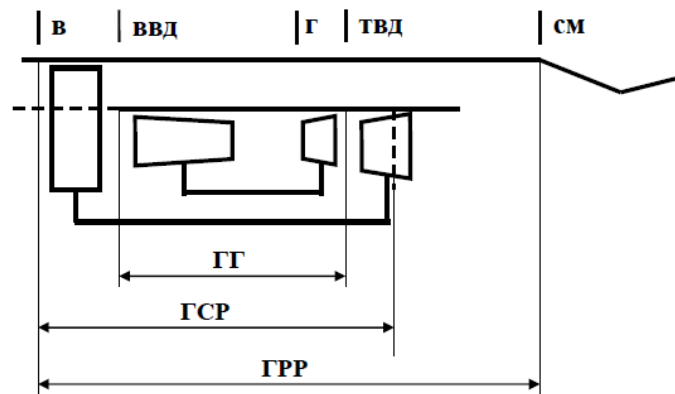


Рис. 1 – Функціональні модулі ТРДД

Характеристики ГГ – залежності параметрів, що характеризують ефективність роботи ГГ, від параметрів, які задають режим роботи ГГ.

В якості параметрів, що характеризують ефективність роботи ГГ доцільно обрати ступінь підвищення тиску ГГ $\pi_{ГГ}^*$, ступінь підвищення температури ГГ $\tau_{ГГ}^*$, зведена витрата палива $G_{пал зв ГГ}$ та зведена витрата повітря $G_{пов зв ГГ}$.

Газогенератор разом з першим сопловим апаратом (СА) турбіни, розташованої за ним, є одновальним ТРД з нерегульованим соплом. Якщо у горлі соплового апарата турбіни за ГГ $q(\lambda_{ca}) = 1$, то $\pi_{ТВТ}^* = const$. Відомо, що ця умова однозначно задає положення робочої лінії. Тоді усі безрозмірні комплекси залежать лише від одного безрозмірного параметра. Як параметр, що характеризує режим роботи ГГ доцільно обрати зведену частоту обертання ротору ГГ:



$$n_{ВДЗВ} = n_{ВТ} \sqrt{\frac{T_{ВДД}^*}{T_{ВД}^*}}$$

Тоді характеристики ГГ можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned} \pi_{ГГ}^* &= f_1(n_{ВТЗВ}); \\ \tau_{ГГ}^* &= f_2(n_{ВТЗВ}); \\ G_{ПАЛЗВГГ} &= f_3(n_{ВТЗВ}); \\ G_{ПОВЗВГГ} &= f_4(n_{ВТЗВ}). \end{aligned} \quad (1)$$

В роботі характеристики ГГ визначаються шляхом математичного моделювання. У якості об'єкту дослідження обрано ГГ ТРДД. Спочатку одержана дросельна характеристика ТРДД, а потім оброблені результати розрахунку і побудовані залежності (1).

На рис. 2 показані робочі лінії на характеристиках компресорів двовального ТРДД.

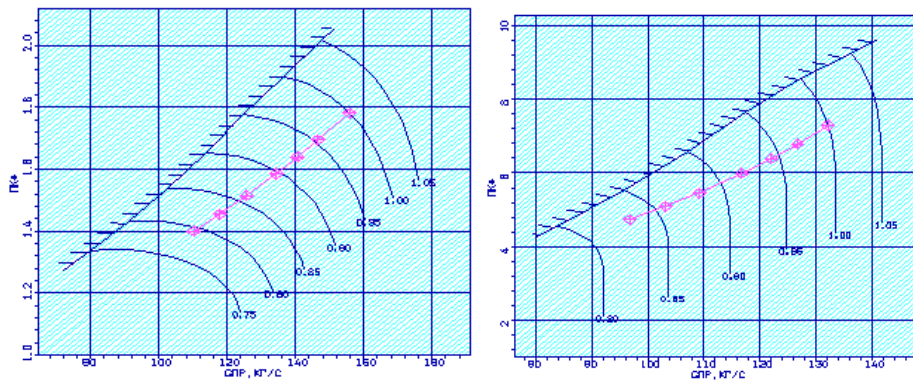


Рис. 2 – Характеристики КНТ і КВТ з робочими лініями

Характеристики ГГ показані на рис. 3.

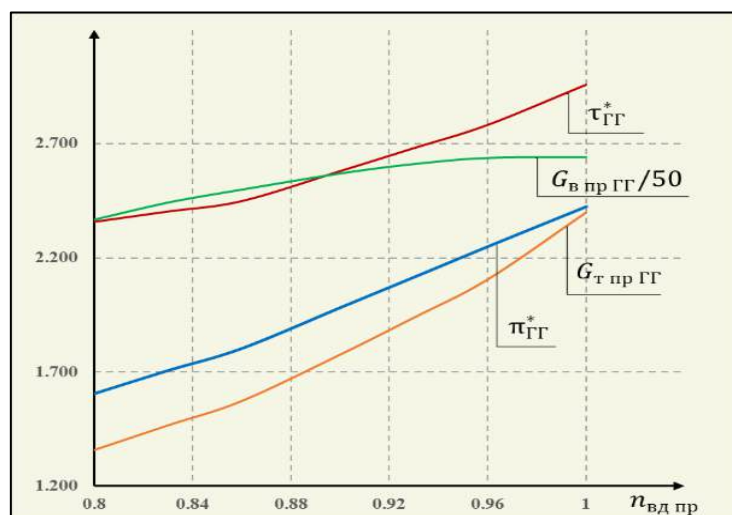


Рис. 3 – Характеристики газогенератора

Наявність характеристик ГГ значно спрощує процес розрахунку характеристик ГТД, особливо при конвертуванні авіаційних двигунів у наземні.



Однак характеристики ГГ у такому вигляді не дають змоги оцінювати та порівнювати між собою різні ГГ. Для того, щоб порівнювати ГГ необхідно мати характеристики, які описують ефективність ГГ та його економічність. Для цього доцільно ввести безрозмірну вільну роботу ГГ $\bar{L}_{в ГГ}$ та внутрішній ККД ГГ $\eta_{i ГГ}$, які виражаються за допомогою характеристик ГГ у формі (1):

$$\bar{L}_{в ГГ} = \frac{L_{в ГГ}}{i_{ввт}^*} = \tau_{ГГ}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{ГГ}^* \frac{k_r - 1}{k_r}} \right) \frac{C_{pг}}{C_p};$$

$$\eta_{i ГГ} = \frac{C_p T_{ввт р}^*}{H_u} \bar{L}_{св ГГ} \frac{G_{пов зв}}{G_{пал зв ГГ}}$$

За допомогою цих параметрів характеристики ГГ можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned} \bar{L}_{в ГГ} &= f_1(n_{вт зв}); \\ \eta_{i ГГ} &= f_2(n_{вт зв}); \end{aligned} \quad (2)$$

Характеристики ГГ у вигляді (2) показані на рис. 4.

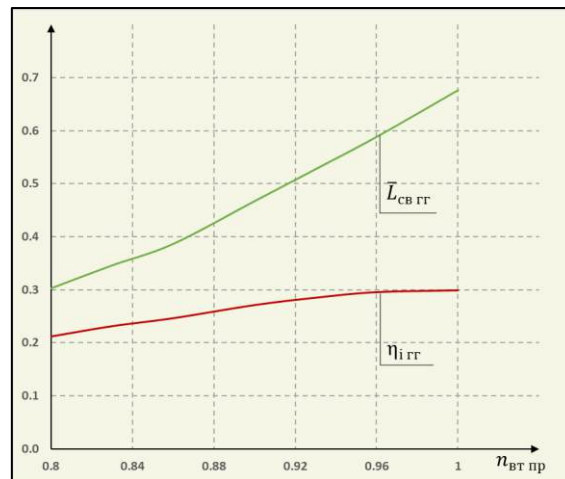


Рис. 4 – Характеристики газогенератору $\bar{L}_{в ГГ} = f(n_{вт зв})$, $\eta_{i ГГ} = f(n_{вт зв})$

Використання залежності $\eta_{i ГГ} = f(n_{вт зв})$ має недолік, оскільки на величину $\eta_{i ГГ}$ впливають параметри циклу ГГ та втрати у проточній частині ГГ. Для оцінки втрат у проточній частині ГГ доцільно ввести відносний внутрішній ККД:

$$\eta_{oi} = \frac{\eta_{i ГГ}}{\eta_{t ГГ}}$$

де $\eta_{t ГГ}$ – термічний ККД ГГ.

Залежність $\eta_{oi ГГ} = f(n_{вт зв})$ показана на рис. 5

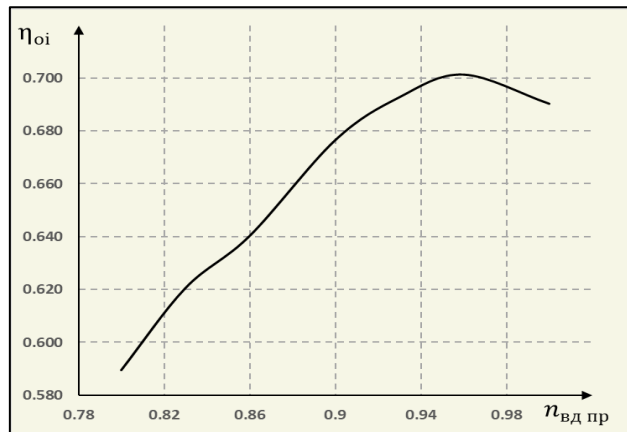


Рис. 5 – Характеристика газогенератора $\eta_{oi \text{ ГГ}} = f(n_{\text{ВТ ЗВ}})$

Для врахування роботоспроможності всього робочого тіла треба використовувати вільну потужність ГГ:

$$\bar{N}_{\text{В ГГ}} = \bar{L}_{\text{В ГГ}} G_{\text{В ЗВ}}.$$

Характеристика ГГ у вигляді:

$$\eta_{i \text{ ГГ}} = f(\bar{N}_{\text{В ГГ}})$$

дозволяє не лише оцінити потужність та енергоефективність ГГ, але компактна і зручна для порівняння ГГ. Вона показана на рис. 6.

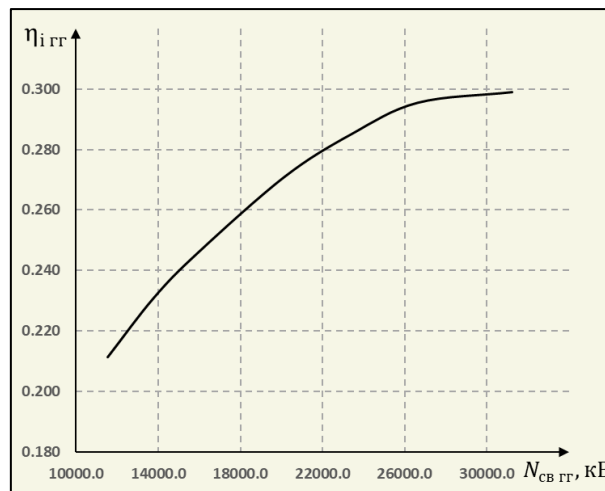


Рис. 6 – Характеристика ГГ $\eta_{i \text{ ГГ}} = f(\bar{N}_{\text{св ГГ}})$

В роботі одержані характеристики газогенератору в параметрах подібності, які є універсальними і незмінними при використанні ГГ у ГТД будь-якої схеми. Запропоновані перетворення характеристик, які дозволяють порівнювати ГГ.



УДК 621.452.322

ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЗВУКОВОЇ НАДКРИТИЧНОЇ ТЕЧІЇ У КОМПРЕСОРНІЙ ПРОФІЛІВ

Г. В. Фотенко, Н. В. Піжанкова

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

Високі навантаження ступенів компресорів сучасних авіаційних двигунів забезпечуються підвищенням частоти обертання роторів і, відповідно, швидкості течії у міжлопаткових каналах. Такі ступені мають над- та трансзвукове профілювання, у разі коли у дозвукових течіях виникають швидкості, які перевищують критичні значення (M_{w1} для робочих коліс, M_{c1} для напрямних апаратів) застосовують надкритичні решітки профілів. У якості критичного значення швидкості течії на вході приймають таке, при якому на стороні розрідження профілю виникає швидкість потоку, що дорівнює $M = 1,0$. Надкритичні профілі дають можливість загальмувати течію на спинці від надзвукових значень чисел Маха $M = 1,3 \dots 1,35$ до дозвукових без появи стрибків ущільнення і, відповідно, хвильових втрат.

Для проектування надкритичних ґраток профілів виконують спеціальне профілювання, з початку досліджують течію у вихідній решітці профілів, її особливості. Для цього використовують методи перевірного розрахунку, які дають можливість на підставі заданої геометрії решітки і профілю отримати структуру течії та її інтегральні характеристики.

У даній роботі для проведення перевірного розрахунку обрано метод визначення параметрів та структури у до-, транс- та надзвукової течії, розроблений на кафедрі теорії авіаційних двигунів «ХАІ», та використано відповідний комплекс програм TRANS [1].

Моделювання течії в плоских компресорних решітках профілів у даному методі засноване на використанні уявлення Л. Прандтля про умовний розподіл потоку на дві області – нев'язке ядро потоку і прикордонний шар.

Для обчислення задачі обтікання плоскої решітки профілів змішаним до-, транс- і надзвуковим потоком нев'язкого газу, що стискається, використовують різні числові методи, з яких найбільше поширення отримали методи, засновані на принципі встановлення рішення в часі

Для дослідження обтікання плоских решіток профілів нев'язким нетеплопровідним потоком система рівнянь: закони збереження маси, імпульсу у проєкції на осі координат і енергії, записані в дивергентній формі:



$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \bar{W}) = 0 \\ \frac{\partial \rho W_x}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho W_x \bar{W}) + \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial \rho W_y}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho W_y \bar{W}) + \frac{\partial P}{\partial y} = 0 \\ \frac{\partial \rho E}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho E \bar{W}) + \operatorname{div}(P \bar{W}) = 0 \end{array} \right. , \quad (1)$$

де $t, \rho, P, T, \bar{W}, W_x, W_y, E$ – час, щільність, тиск, температура, вектор швидкості та його складові вздовж координатних осей OX і OY , питома повна енергія $E = c_v T$, c_v – питома ізохорна теплоємність. Для чисельної реалізації системи рівнянь (1), застосований метод «великих часток» Білоцерковського О. М., Давидова Ю. М. [2].

Для замикання системи використано рівняння стану ідеального газу:

$$P = \rho RT$$

Враховуючи, що метод «великих часток» дозволяє отримувати прийнятні за точністю результати на грубих, неадаптованих сітках, для проведення навчальних розрахунків використано рівномірну декартову сітку, що дозволяє виключити помилки апроксимації у сильно деформованих осередках криволінійної сітки та полегшити роботу користувача. Для опису форми досліджуваних профілів було використано апарат дрібних осередків.

Область інтегрування для випадку рівномірної декартової сітки представлена на рис. 1.

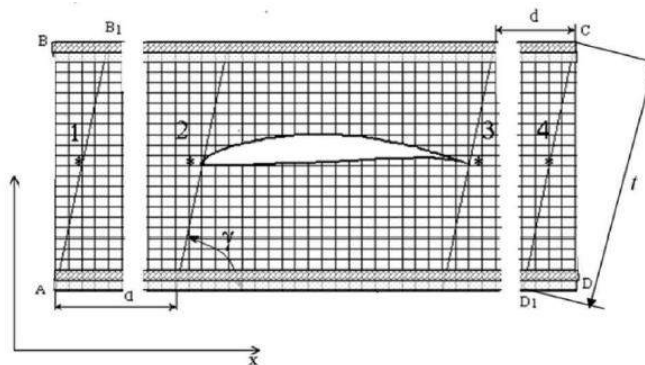


Рис. 1 – Розрахункова область

Наведена розрахункова область має чотири межі, де повинні бути задані граничні умови. Ліва та права межі розрахункової області розташовані на відстані d від фронту решітки, яка для проведення обчислювальних експериментів приймається рівною шагу міжлопаткового каналу t .

Відстань між верхньою та нижньою межами дорівнює шагу решітки t з урахуванням кута установки профілю γ . Уздовж ліній AD і BC задаються умови періодичності, які обумовлюють повторюваність течії у решітці на відстані шагу.



На межі АВ при дозвуковій швидкості течії на вході в решітку мають бути надані значення повної ентальпії, ентропійної функції та напрямку незбудженого потоку, які приймають незмінними за часом:

$$C_p T^* = const, \quad \frac{P}{\rho^k} = const, \quad tg\beta_1 = const$$

На правій межі області CD задають співвідношення статичного тиску на виході та вході в розрахункову область $\frac{P_2}{P_1} = const$.

Вихідними даними для розрахунку течії в решітці профілів є густина решітки, кут установки профілю, і його геометричні характеристики (координати профілю, хорда, геометричні кути, радіуси вписаних в носик і хвостовик кіл і координати їх центрів та інші), а також режимні параметри – степінь підвищення статичного тиску в решітці, температура, тиск і кут потоку на вході в решітку.

Після виконання розрахунку нев'язкої течії виконується розв'язання рівнянь примежевого шару в інтегральній постановці з метою отримання його параметрів і визначення складових втрат енергії.

Перед початком розрахунків за допомогою програмного комплексу TRANS проведено аналіз сходження обчислюваного процесу за кількістю розрахункових осередків та визначення необхідної кількості ітерацій за часом до повного встановлення рішення.

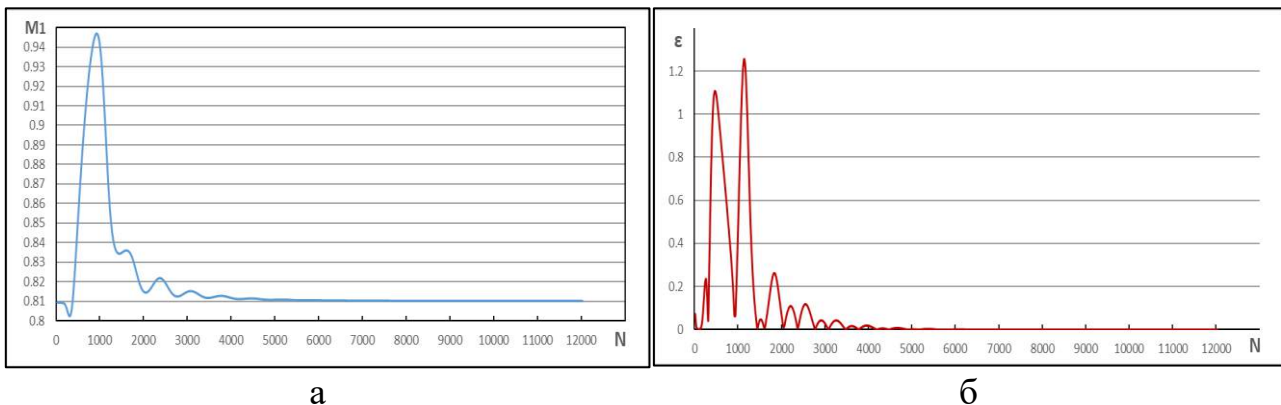


Рис. 2 – Зміна у процесі встановлення: а – числа Маха на вході в решітку; б – похибки розрахунку

На рис. 2(а), 2(б) наведено процес зміни числа Маха на вході в решітку та похибки розрахунку в залежності від кількості кроків за часом. У результаті аналізу цих графіків обрано достатню кількість ітерацій за часом – 6000 кроків, що дозволяє отримати необхідну точність розрахунків.

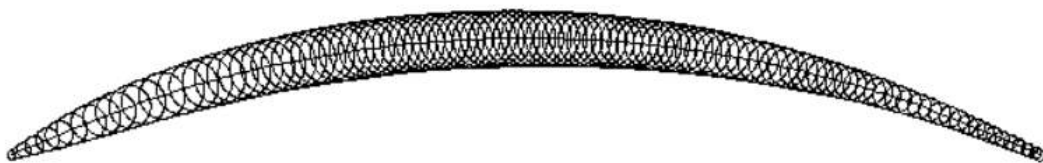


Рис. 3 – Профіль досліджуваної решітки



На рис. 3 надано профіль досліджуваної решітки, що має кут вигину $\theta = 48,46$ град, максимальну відносну товщину $\bar{C}_{max} = 0,054$, розташовану на відстані $\bar{x}_c = 39,4$ % від вхідної кромки, щільність решітки профілів $\frac{b}{t} = 1.28$. Дослідження структури течії у цій решітці здійснюється при куті натікання $i = +2$ град.

Для побудови характеристики решітки необхідно дослідити течію у досить широкому діапазоні режимів роботи від числа Маха на вході $M_1 = 0,7$ до $M_1 = 0,95$, визначити її структуру та значення коефіцієнтів втрат.

Режим на якому має бути використана решітка у реальному ступені:

$$M_1 = 0,81, i = +2 \text{ град}$$

Зміна числа Маха на вході реалізується за допомогою зміни значення протитиску $\frac{P_2}{P_1}$.

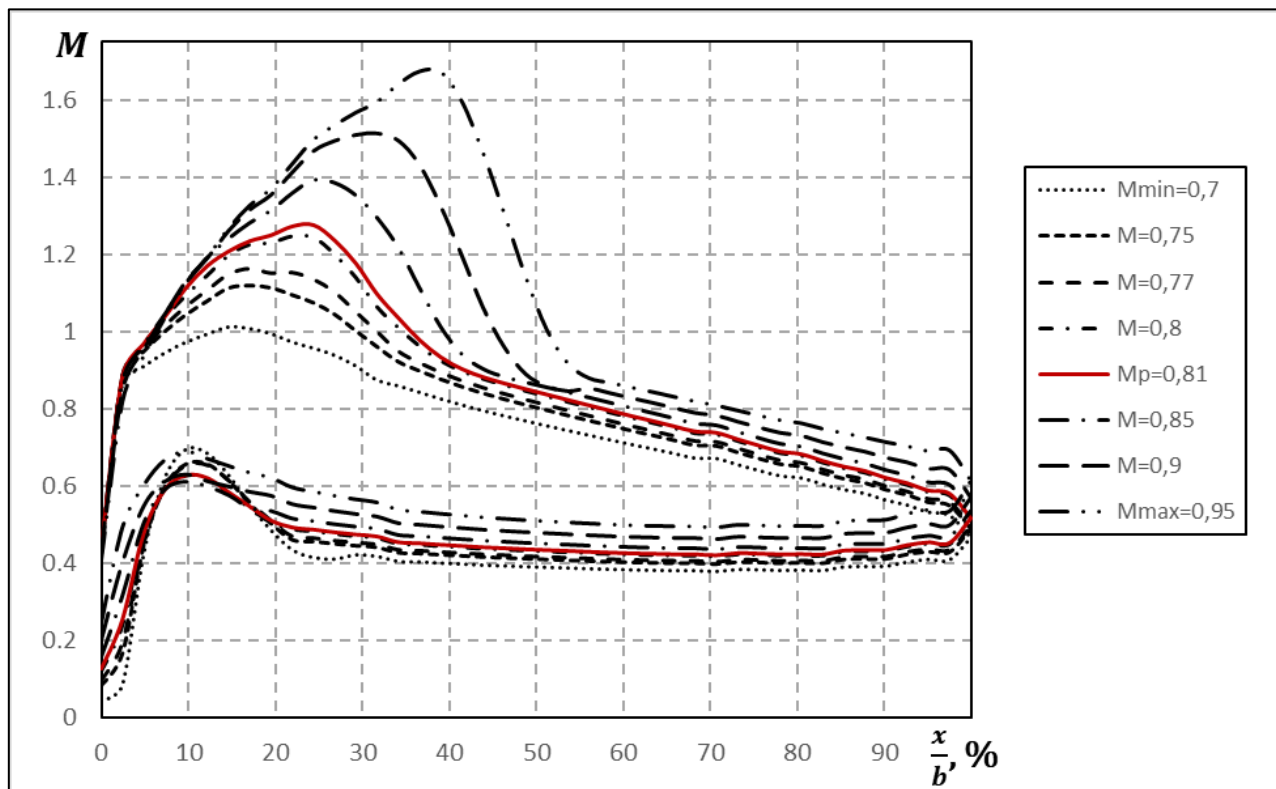


Рис. 4 – Розподіл чисел Маха уздовж хорди профілю на заданому режимі

На рис. 4 наведено розподіл чисел Маха на сторонах розрідження і тиску профілю у решітці при різних значеннях M_1 на вході. З рисунку видно, що навіть при найменшому значенні $M_1 = 0,7$ на спинці профілю є область, де числа Маха досягають критичного значення, а після значення $M_1 = 0,85$ гальмування течії відбувається у стрибку ущільнення.

Більш наглядними є рис. 5 (а, б, в), де показані ізолінії чисел Маха в досліджуваній решітці при $M_1 = 0,7$, $M_1 = 0,81$ та $M_1 = 0,95$.

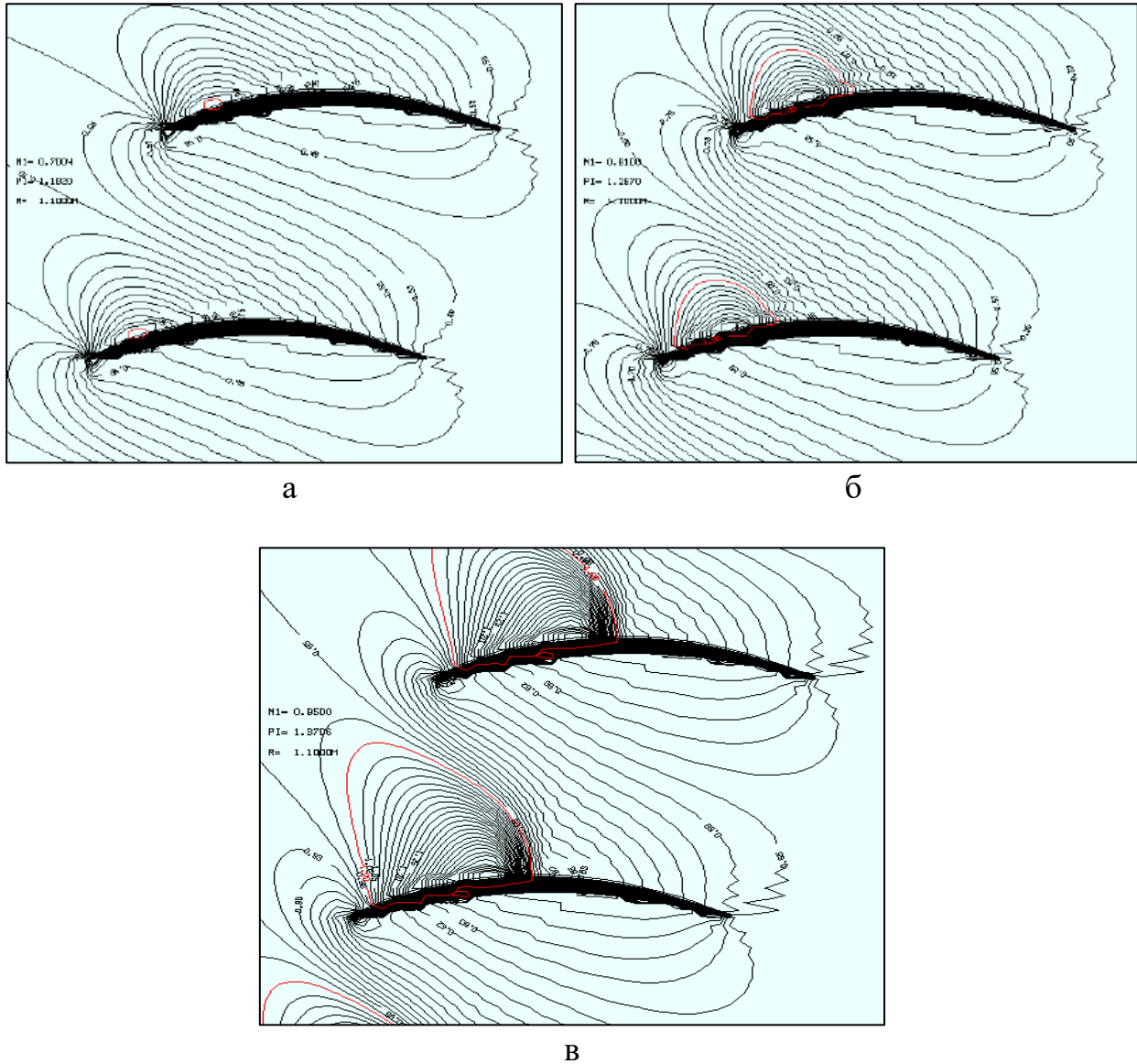


Рис. 5 – Ізолінії чисел Маха у решітках при незмінному значенні кута натікання $i = +2$ град та : а) $M_1 = M_{min} = 0,7$; б) $M_1 = M_p = 0,81$; в) $M_1 = M_{max} = 0,95$

При $M_1 = 0,7$ на рис. 5(а) червоною лінією показані значення числа $M = 1,0$, тобто цей режим вже є критичним. При збільшенні швидкості на вході до $M_1 = 0,81$ (розрахунковий режим для даної решітки) надзвукова зона розширюється, і течія гальмується у стрибку ущільнення. При $M_1 = 0,95$ (рис. 5(в)) відображено суттєвий стрибок ущільнення, який майже повністю перекриває міжлопатковий канал, у вигляді згущення ізоліній.

Характеристика решітки у вигляді залежностей коефіцієнту хвильових втрат від числа Маха на вході при заданому куті натікання $\xi_{хвил} = f(M_1)$ проілюстрована на рис. 6.

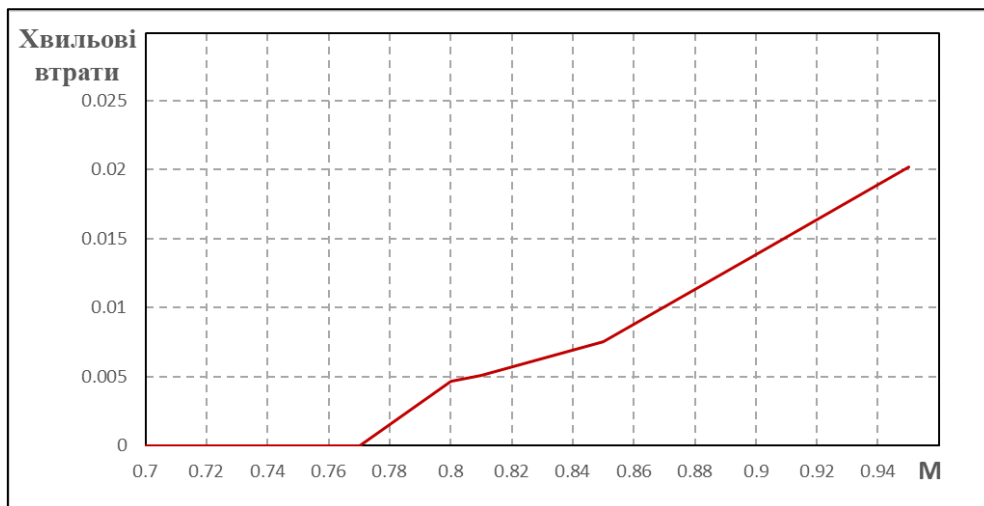


Рис. 6 – Характеристика решітки профілів при заданому значенні кута натікання $i = +2$ град

Таким чином, слід зробити висновок про те, що досліджувана решітка профілів при заданому куті натікання має критичне значення числа Маха на вході $M_{1кр} = 0,7$. На розрахунковому режимі при $M_1 = 0,81$ і тому ж значенні кута натікання, максимальне значення числа Маха дорівнює 1.275 та течія має досить розвинуту надзвукову зону, внаслідок чого гальмування супроводжується значним ростом хвильових втрат.

Тому для застосування решітки профілів на згаданому режимі з метою підвищення ККД ступеня, що проектується, та уникнення хвильових втрат профіль у решітці має бути змінений та спроектований як надкритичний.

Перелік використаної літератури:

1. Комплекс программ для расчета двумерного невязкого трансзвукового течения в решетках осевых компрессорных ступеней [Текст] / Л. Г. Бойко, В. Н. Ершов, Д. В. Калямин, А. Е. Демин // Изв. вузов. Машиностроение. – 1991. – № 3. – С. 38 – 42.
2. Белоцерковский, О. М. Метод крупных частиц в газовой динамике [Текст] / О. М. Белоцерковский, Ю. М. Давыдов. – М. : Наука, 1982. – 392 с.



Конструкція і міцність

УДК 621.438.03

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЛОПАТКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА КОМПРЕСОРА ГТД ЗА ДОПОМОГОЮ РІЗНИХ ПРОГРАМ

В. Р. Галетинко, В. А. Даценко, К. В. Фесенко

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

Робочі лопатки осьового компресора високого тиску (КВТ) є навантаженими деталями газотурбінного двигуна, від надійної роботи яких залежить надійність роботи двигуна в цілому. В цьому дослідженні зроблені розрахунки на міцність лопатки робочого колеса (РК) КВТ за допомогою спрощеної методики, яка базується на методі скінчених різниць, та програми ANSYS Static Structural, а також проведено порівняння отриманих результатів розрахунку.

Згідно з методикою, розрахунок лопатки компресора на міцність проводиться для визначення статичних напружень і запасів міцності у різних перетинах за висотою пера лопатки. В розрахункових перетинах визначаються напруження розтягування від відцентрових сил і напруження вигину від газових та відцентрових сил, після чого обчислюються запаси міцності, які не повинні бути менше значень, що передбачені нормами міцності.

Для розрахунку пера лопатки розбивають поперечними перетинами на кілька рівних ділянок за висотою. Число розрахункових перетинів обирається в залежності від необхідної точності розрахунку. Достатню точність дає розбивка пера лопатки за висотою на десять рівних частин. З розрахунку лопатки видно, що найбільш навантажений перетин – втулковий. Напруження розтягування вище ніж напруження вигину, що характерно для компресорних лопаток. Отримані значення запасів міцності у всіх перетинах відповідають нормам міцності (для робочих лопаток компресора – не менше 1.5). В самому навантаженому перетині запас міцності (K) лопатки дорівнює $K = 8.571$.

Для проведення 3D статичного розрахунку лопатки РК КВТ за допомогою програми ANSYS Static Structural потрібно мати 3D модель лопатки, яка створена за допомогою графічної системи Siemens NX. Щоб надалі можна було порівняти результати 3D розрахунку з розрахунком за спрощеною методикою, потрібно розділити бічну поверхню пера лопатки на 10 ділянок однакової висоти. На рис. 1 показана 3D модель лопатки з поверхнею умовного розділу за висотою.

Після створення розрахункової сітки до моделі додаються навантаження, закріплення та умови роботи. В результаті розрахунку отримано розподіл напружень за висотою лопатки, з яких видно, що найбільші еквівалентні напруження знаходяться на втулці і зменшуються по мірі наближення до периферії лопатки. На рис. 2 наведені результати розрахунку у вигляді розподілу напруження за висотою лопатки зі сторони тиску (а) та сторони розрідження (б) відповідно.

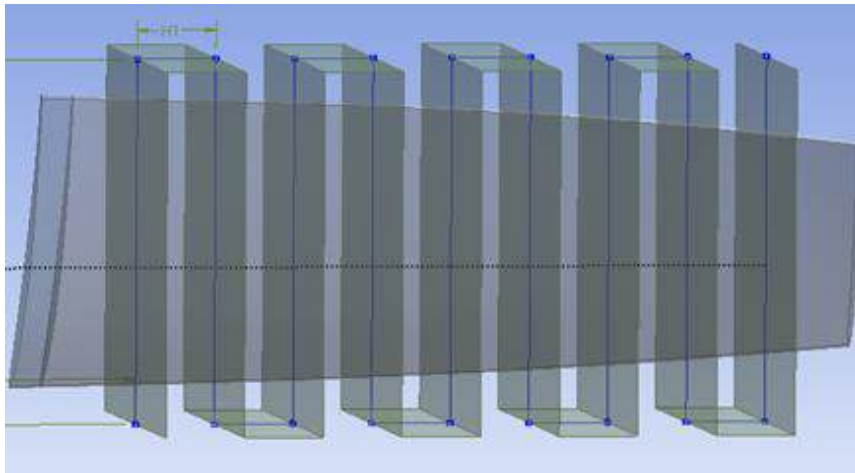


Рис. 1 – 3D модель лопатки з поверхнею умовного розділу

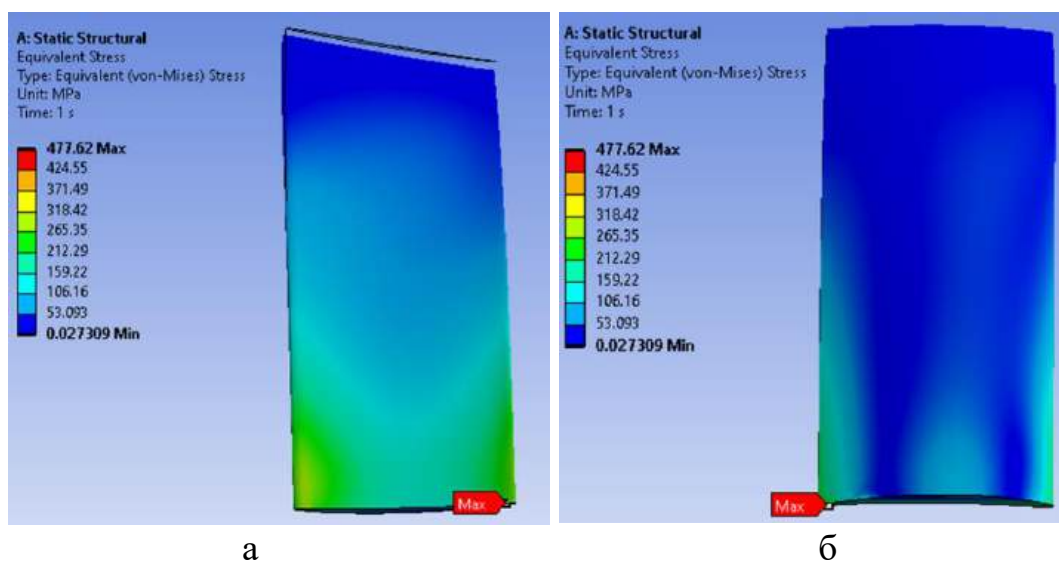


Рис. 2 – Розподілення еквівалентних напружень на стороні тиску(а) та на стороні розрідження (б) лопатки

Зроблено зіставлення результатів розрахунку лопатки РК КВТ за спрощеною методикою та 3D розрахунку за допомогою програми ANSYS Static Structural. На рис. 3 представлено графіки розподілення еквівалентних напружень за висотою лопатки РК першого ступеня КВТ, де точками позначені результати розрахунків за спрощеною методикою, а лініями – результати 3D розрахунку. Результати наведено в точках А (передня кромка), В (задня кромка лопатки) та С (сторона розрідження лопатки). З цього графіку можна зробити висновки про якісний збіг результатів розрахунків, особливо ближче до периферії лопатки та для точки С профілів. Щодо найбільш напруженого втулкового перетину лопатки, то різницю в отриманих значеннях еквівалентних напружень між двома розрахунками можна пояснити не повним врахуванням всіх навантажень, притаманних роботі лопатки робочого колеса компресора. Так, у розрахунку по спрощеній методиці не враховувались напруження кручення, які впливають на еквівалентні напруження в лопатці, особливо на її кромках.

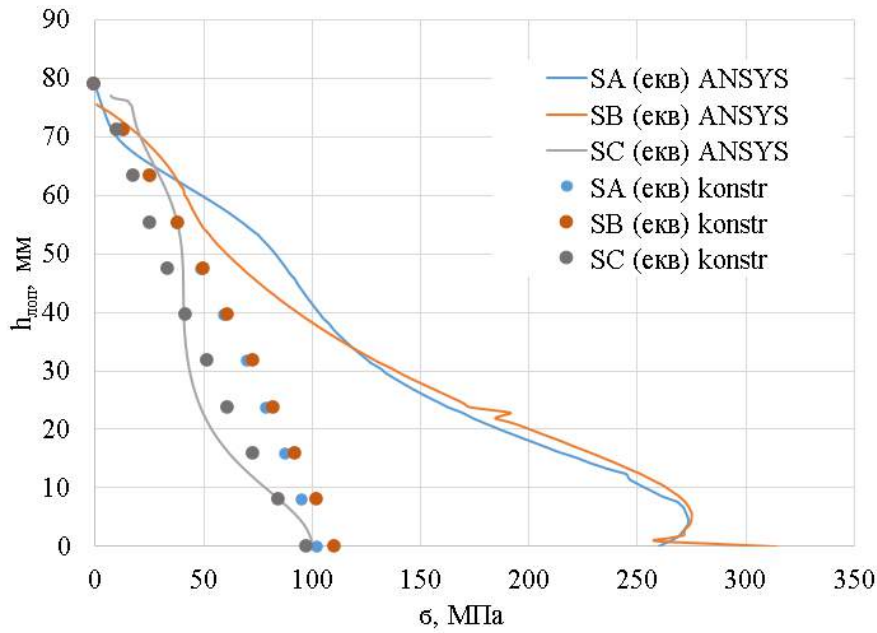


Рис. 3 – Розподіл еквівалентних напружень за висотою лопатки

Далі на рис. 4 наведено графіки розподілення коефіцієнта запасу міцності за висотою лопатки РК.

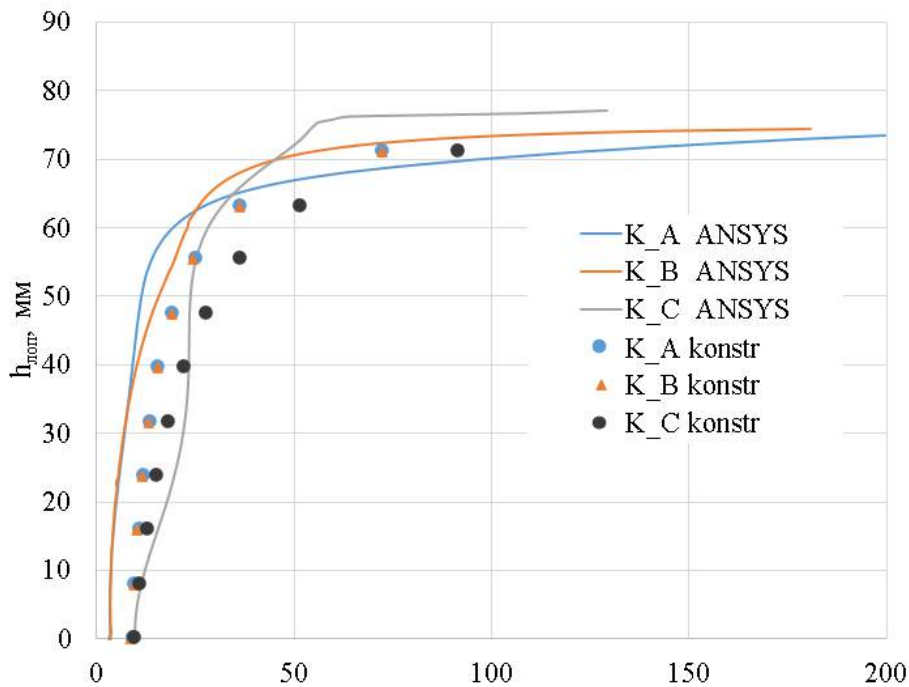


Рис. 4 – Розподіл коефіцієнта запасу міцності за висотою лопатки

У результаті порівняння двох розрахунків можна побачити, що коефіцієнти запасу міцності, які розраховано у 3D розрахунку, менші, ніж у розрахунку за спрощеною методикою. Це пов'язано з більшою точністю 3D розрахунку, коли враховано всі навантаження, які діють на лопатку, і отримано більші величини напруження. Але навіть у тривимірному розрахунку коефіцієнт запасу міцності відповідає вимогам до робочих лопаток компресора і складає $K = 3.025$.

УДК 621.438.03

ДВОВИМІРНІ ТА ТРИВИМІРНІ РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ ДИСКУ КОМПРЕСОРА ГТД

Є. Р. Галетинко, Д. Г. Кварта, В. А. Даценко, К. В. Фесенко
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
“Харківський авіаційний інститут”

Диски компресора ГТД є одними з найбільш відповідальних елементів конструкції ГТД. Від досконалості конструкцій дисків залежить надійність та легкість конструкцій двигуна в цілому. Розрахунок на міцність диску включає аналіз напружень та деформацій, які виникають під час його роботи, з метою визначення його здатності витримувати ці навантаження без руйнування. Диски піддаються впливу інерційних відцентрових сил, що виникають внаслідок обертання від маси робочих лопаток та власної маси дисків. Ці сили викликають напруження розтягування, також в дисках виникають напруження кручення і вигину.

В цій роботі проведені 2D та 3D розрахунки на міцність диску робочого колеса (РК) першого ступеня компресора високого тиску (КВТ) за допомогою програми ANSYS Static Structural. Після цього результати розрахунків порівняно.

Для проведення розрахунків на міцність диску РК КВТ в програмі ANSYS Static Structural потрібно мати твердотільну модель диску, яка була створена в графічній системі Siemens NX. На рис. 1 показана модель диску без вирізаних пазів під хвостовики лопаток (а) та з пазами (б).

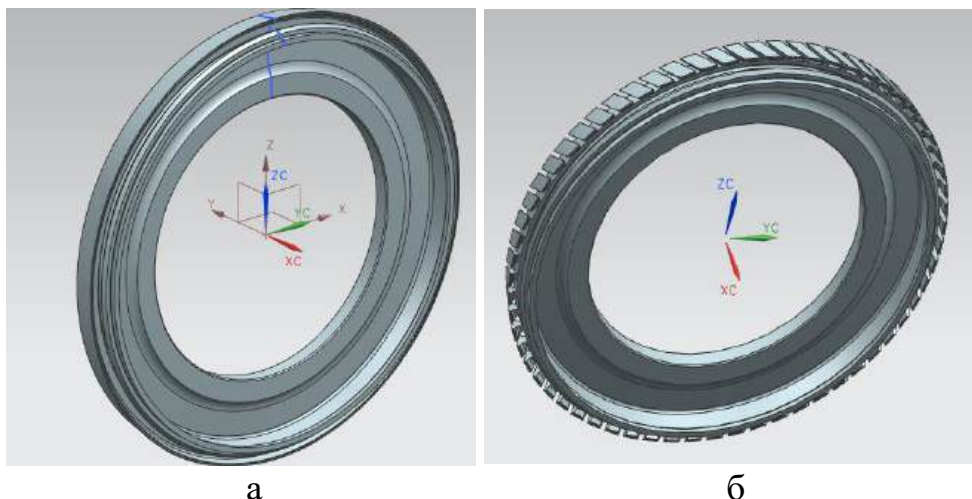


Рис. 1 – Твердотільна модель диску РК

Спочатку проведено двовимірний розрахунок на міцність диску РК, який складався з наступних етапів:

- завдання основних властивостей матеріалу диску;
- робота з двовимірною моделлю диска з метою створення розрахункової області;



- генерація розрахункової сітки;
- прикладання навантажень до моделі (обмеження переміщень, завдання частоти обертання диску та визначення контурного навантаження);
- проведення розрахунку;
- аналіз отриманих результатів.

Результатами розрахунку є епюри деформацій та напружень (в окружному та радіальному напрямку, еквівалентних). На рис. 2 показана епюра еквівалентних напружень у 2D моделі диску КВТ.

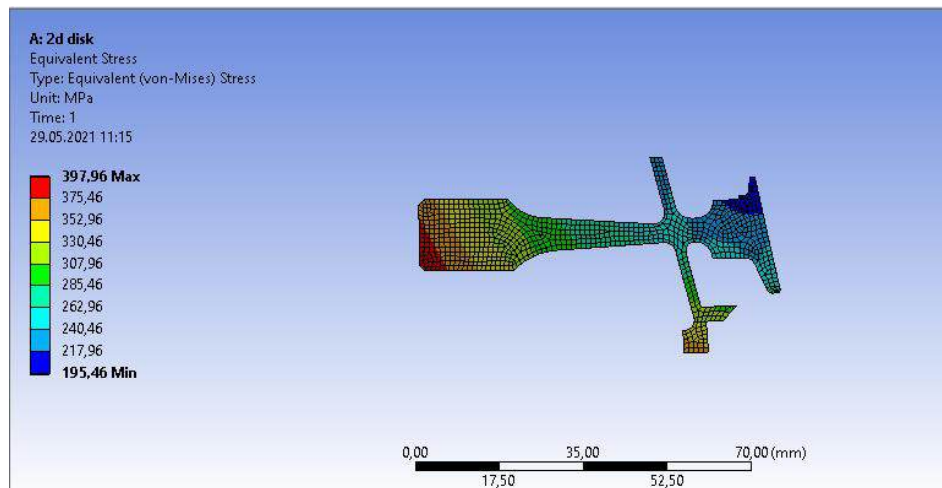


Рис. 2 – Епюра еквівалентних напружень

Тривимірний розрахунок проведено для моделі диску з пазом під хвостовик лопатки та без пазу. В програму ANSYS Static Structural імпортована 3D геометрія диску у вигляді сектору. Етапи проведення розрахунку на міцність тривимірної моделі диску схожі на попередні з деякими особливостями, притаманними саме 3D геометрії. Деякі результати, що були отримані, приведені на рис. 3 та 4. В табл. 1 наведено чисельні результати статичного аналізу диска.

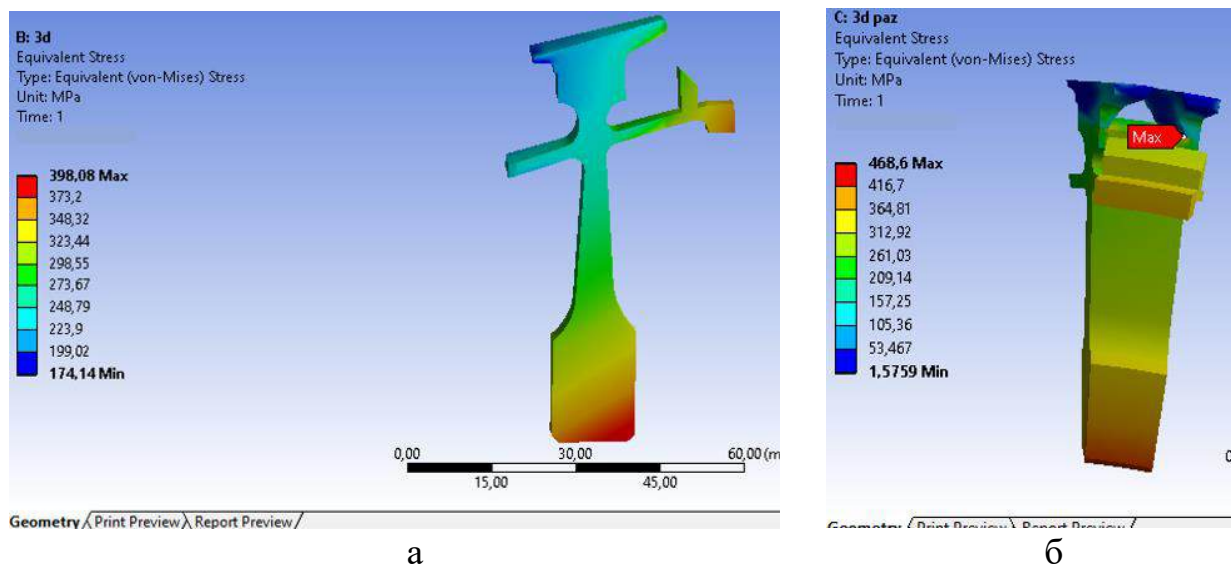


Рис. 3 – Еквівалентні напруження в моделях диску:
а – модель без пазу; б – модель з пазом

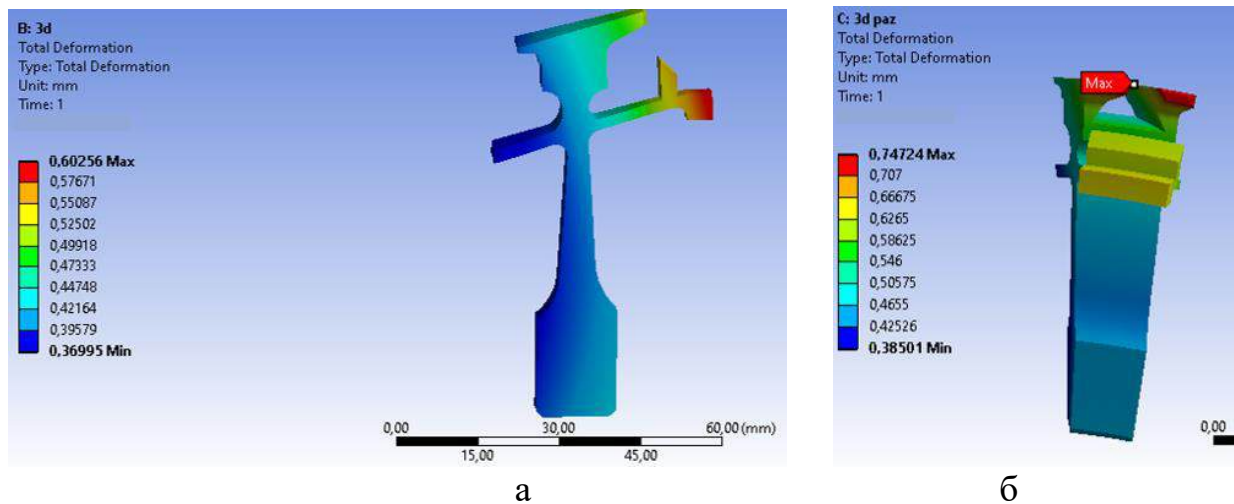


Рис. 4 – Деформації в моделях диска: а – модель без пазу; б – модель з пазом

Таблиця 1 – Результати статичного аналізу диска компресора

М

Зона деталі	Розрахункова модель	Компонента напружень, МПа		
		Радіальна, σ_r	Окружна, σ_t	Еквівалентна, σ_Σ
Маточина диска	2D осесиметрична	0	451	451
	3D без паза під лопатку	0	380	380
	3D з пазом під лопатку	0	396	450
Полотно диска (в районі барабана)	2D осесиметрична	82,26	370	335
	3D без паза під лопатку	61,1	309	273
	3D з пазом під лопатку	73,768	316	286
Обод диска	2D осесиметрична	12,38	261	286
	3D без паза під лопатку	4,34	216	225
	3D з пазом під лопатку	-2,02	-39	55

За допомогою програми ANSYS Static Structural виконано двовимірний та тривимірний розрахунок диска РК першого ступеня КВТ на міцність. Розрахунки показали, що розподіл напруження узгоджується з теоретичним уявленням про міцність дисків осевих компресорів. Напруження на диску не перевищують допустимі. Видно, що при розрахунку на міцність диска з пазом, напруження збільшуються, бо паз є концентратором напруження.



УДК: [621.452.3.03+621.452.3.03:539.4]

ВИБІР ЗАКРІПЛЕНЬ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ НАВАНТАЖЕНЬ В З'ЄДНАННІ «ДИСК – ЛОПАТКА ТУРБІНИ»

Д. С. Онацький, О. В. Білогуб

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

В турбінобудуванні широко застосовуються замки лопаток типу «ялинка» [1, 2], де вони попарно розташовані в пазах дисків. Аналіз навантаженого стану таких замків, в принципі, не викликає труднощів, але адекватний результат може бути отриманий при умовах правильної фіксації при моделюванні. Звісно, що максимально достовірний результат може бути отриманий при застосуванні повної моделі диску з усіма лопатками, але це буде займати забагато ресурсів. Нормальний результат може бути отриманий і з моделювання сектора з декількома лопатками [3]. Очевидно, що мінімальна кількість лопаток з таким замком і сектором диску – дві (рис.1).

Фіксація диску не викликає особливих проблем – циклічна симетрія по боковим граням, заборона повороту цих граней та пересування вздовж осі обертання (рис.2).

Щодо закріплення лопаток, то виникають проблеми, пов'язані з їх розташуванням парами і взаємодії їх в замковій частині. Попередньо виявлено суттєвий вплив закріплень на розподілення напружень в замкових частинах.

Дослідженню підлягає вплив системи закріплень лопаток на напружено-деформований стан замкової частини. Умови навантаження – відцентрові сили, частота обертання – 17300 об/хв.

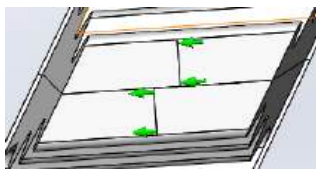
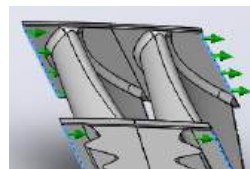
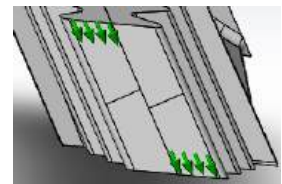


Рис. 2 – Варіант 1 – закріплення лопатки (тільки від осьового переміщення)

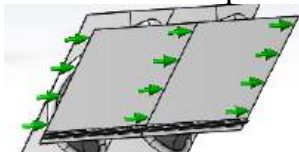


а

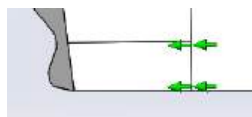


б

Рис. 3 – Варіант 2 – закріплення лопатки:
а – від кутового переміщення,
б – вздовж паза

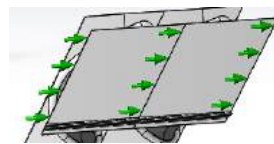


а

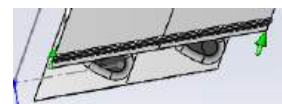


б

Рис. 4 – Варіант 3 – закріплення лопатки: а – від кутового переміщення, б – вздовж паза



а



б

Рис. 5 – Варіант 4 – закріплення лопатки:
а – від кутового переміщення,
б – вздовж паза

На рис. 2...5 показані варіанти закріплення лопаток, по яким проведено моделювання.



На рис. 6 показані епюри напружень (за Мізесом) по варіантам закріплень. Кольорова шкала – від 0 (синій) до 300 (червоний) МПа.

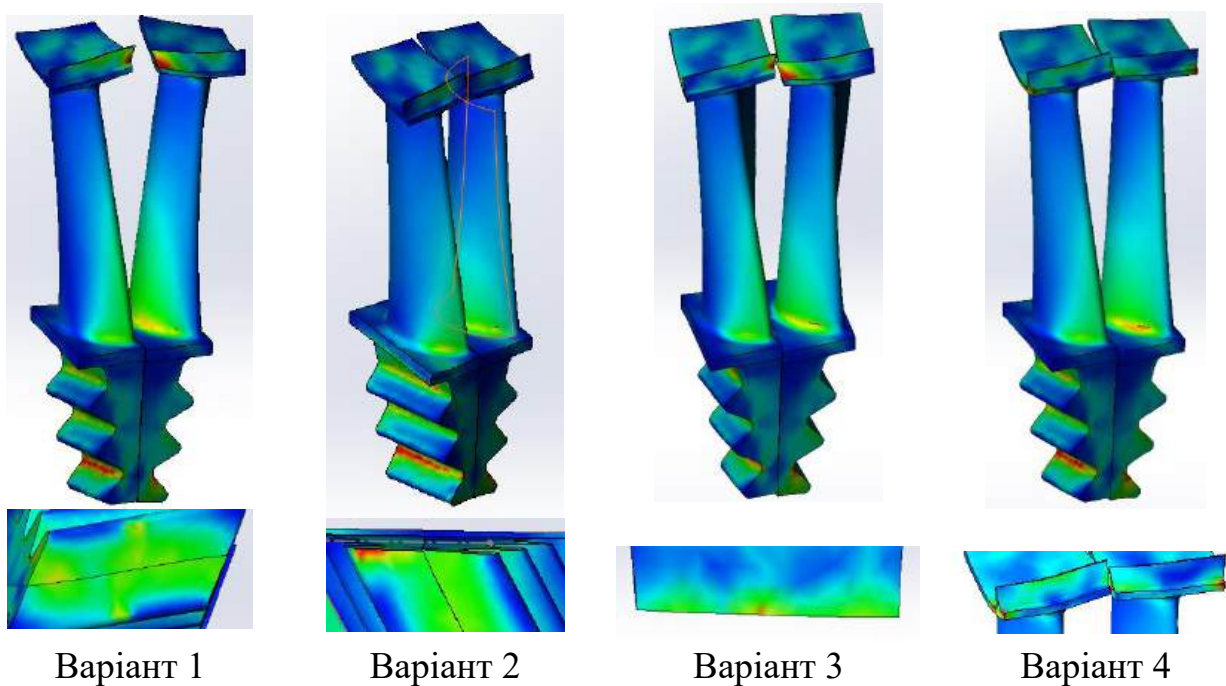


Рис. 6 – Епюри напружень при різних закріпленнях. Масштаб деформацій – 50:1.

Результати розрахунків наведено в таблицях 1 та 2. В чисельнику – середнє значення по полкам і галтелям, в знаменнику – максимальнє значення.

Таблиця 1 – Напруження за Мізесом (МПа) по полкам замків лівої і правої лопаток

Варіант	Замок лівої лопатки			Замок правої лопатки		
	Верхня полка	Середня полка	Нижня полка	Верхня полка	Середня полка	Нижня полка
1	66/160	82/204	133/348	52/165	69/188	130/372
2	64/151	75/195	131/246	56/154	71/151	131/373
3	63/151	78/186	127/345	56/158	74/222	129/367
4	63/149	78/182	127/343	57/171	73/238	128/385

Таблиця 2 – Напруження за Мізесом (МПа) по галтелям замків лівої і правої лопаток

Варіант	Галтели замків лівої лопатки			Галтели замків правої лопатки			Макс. по закріпленню
	Верхня полка	Середня полка	Нижня полка	Верхня полка	Середня полка	Нижня полка	
1	173/253	138/250	189/353	141/247	112/232	186/405	200
2	184/270	124/254	184/355	157/251	117/225	190/387	411
3	173/249	129/244	182/347	155/247	112/235	158/371	217
4	174/251	127/239	179/354	156/268	111/253	190/399	687



Аналіз таблиць показує, що по полкам замка середнє напруження і максимальні його значення від варіанта до варіанта суттєво не відрізняються. Щодо галтелей, то, по-перше, напруження більші і, по-друге, є суттєва різниця і в максимальних значеннях і досить велика – в середніх. Крім того, в закріпленнях по варіантам 2 і 4 маємо великі напруження саме в них. Для моделювання замкових частин слушно рекомендувати закріплення по варіантам 1 і 3, хоча деформація лопатки в варіанті 1 не відповідає дійсності.

В продовження цього дослідження планується оптимізація геометрії замкової частини з метою отримання більш рівномірного навантаження зубів замка.

Перелік використаної літератури:

1. Марценюк, Е. В. Расчет замков рабочих лопаток компрессоров и турбин [Текст] : учеб. Пособие / Е. В. Марценюк. – Х. : Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т» . – 2015. – 52 с.
2. Soares, C. Gas Turbines: A Handbook of Air, Land and Sea Applications [Text] / C. Soares // Elsevier Science. – 2014. – 1020 p.
3. Білогуб, О. В. Моделювання навантажень в замку ялинкового типу лопатки турбіни [Текст] / О. В. Білогуб, Є. В. Марценюк, Д. С. Онацький // Матеріали V Міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету «Marine Power Plants and Operation» (MPP&O-2024), м. Одеса, 5 березня 2024 р. – С. 85-89. <https://drive.google.com/file/d/1rwCgwGf066gF1YU07pj21s5GiwkrTUx5/view>



УДК 629

ВПЛИВ КОНФІГУРАЦІЇ РЕЛЬЄФУ ЖОРСТКОСТІ НА ДЕФОРМАЦІЙНО-МІЦНІСТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЗЕРВУАРУ

О. А. Панаїка, Н. М. Московська

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

Створення рельєфу жорсткості (гофрування) стінок конструкції дозволяє забезпечити її високу крутильну жорсткість та стійкість. Як відомо, ця технологія дозволяє використовувати тонші стінки, зменшуючи загальну вагу конструкції та підвищуючи ефективність виробництва. Стінки гофрованих холодним методом конструкцій зазвичай мають товщину від 2 до 8 мм.

Конструкції із гофрованими стінками характеризуються низкою переваг:

- Підвищена жорсткість конструкції завдяки гофрам, які виконують роль діафрагм.
- Зменшення кількості поперечних ребер, при їх наявності, що робить конструкції менш трудомісткими у виробництві.
- Більш тривала робота в пружній стадії порівняно з конструкціями з гнучкою стінкою.
- Зниження деформованості на 15-20% порівняно з аналогами.

Однак, існують певні труднощі при виробництві конструкцій із гофрованими стінками:

- Необхідність використання спеціальних пресів або установок для гофрування.
- Складнощі зварювання поясних швів через зламані та хвилясті лінії прилягання.
- Більш складне виробництво нахилених або глухих гофрів, що обмежує застосування таких конструкцій.

Для збільшення жорсткості на тонких стінках найчастіше вибирають рельєфи, форми яких показані на рис. 1.

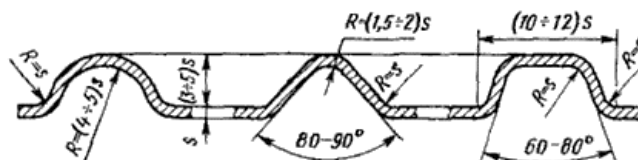


Рис. 1 – Рельєфи жорсткості

При холодному штампуванні рекомендується надавати рельєфам висоту не більше $(3-5)s$, де s – товщина матеріалу. Якщо рельєфи мають більшу висоту, їх слід штампувати в кілька етапів з проміжним відпалом, що збільшує вартість виробництва. При гарячому штампуванні можливо створення рельєфів великої висоти та протяжності.

Метою даного дослідження є розгляд вірогідного впливу гофрування не тільки на жорсткість конструкції, але й на НДС (напружено-деформований стан)



непосиленої конструкції. Для визначення такого впливу на базову модель гладкого резервуару (рис. 2) з фіксованими параметрами дослідження (обсяг резервуару, його висота, навантаження та закріплення) було накладено три варіанти рельєфу. Для більш чіткого виявлення ефекту впливу, гофрування накладалось по всій вільній поверхні резервуару.

1. Гладка конструкція (рис. 2)

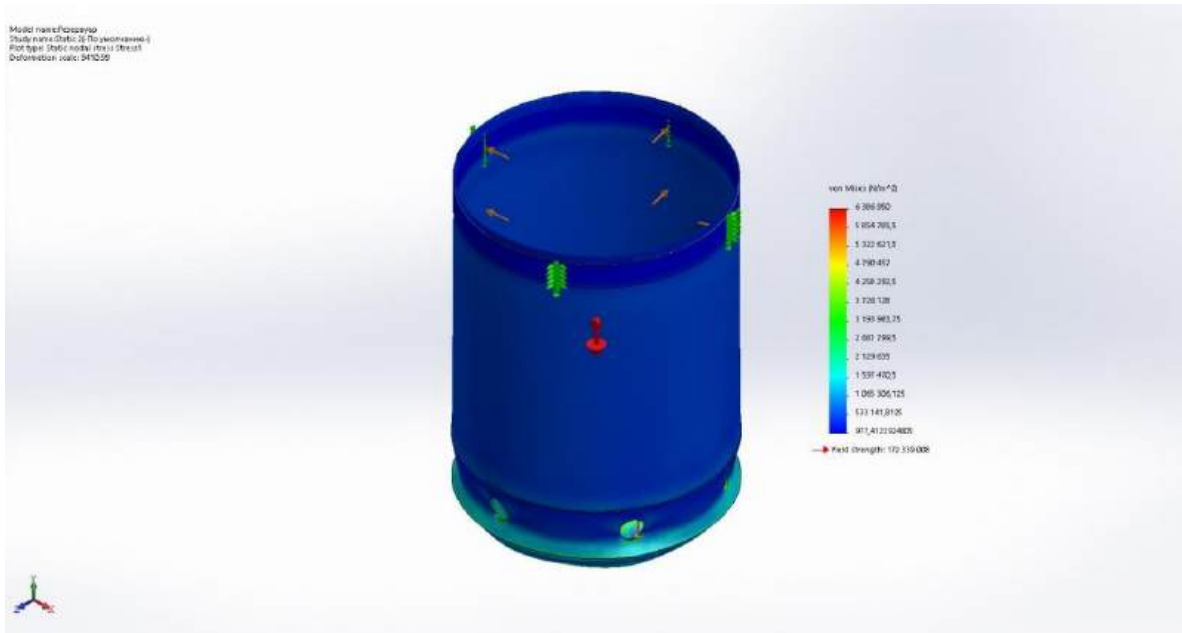


Рис. 2 – Гладка конструкція резервуару

2. Конструкція з гофруванням у вигляді півкола (рис. 3)

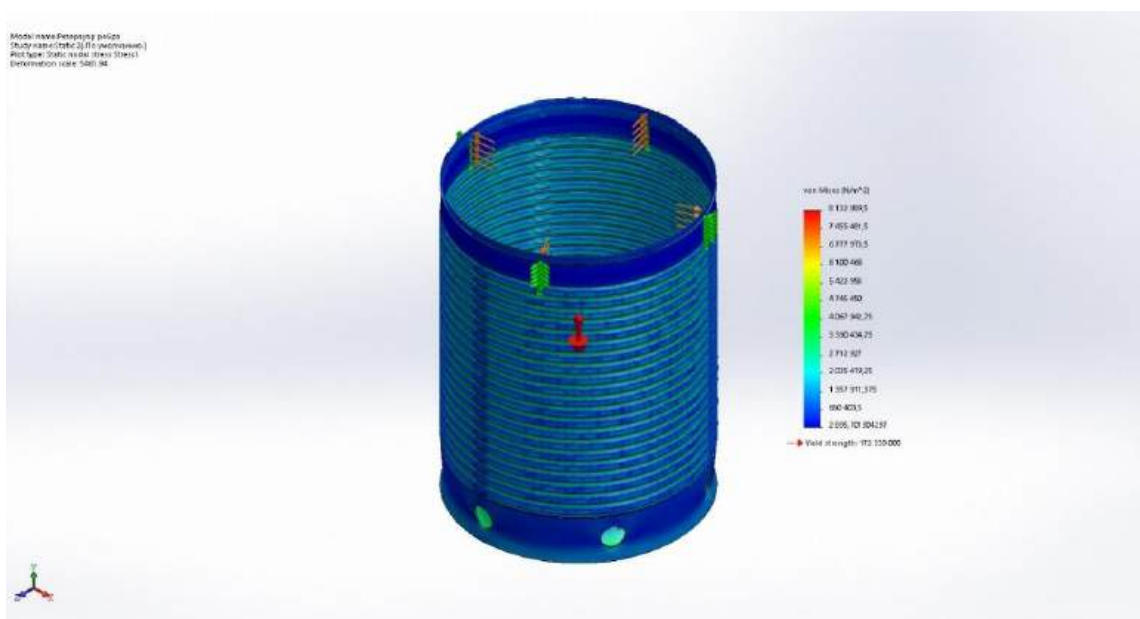


Рис. 3 – Конструкція з гофруванням у вигляді півкола

3. Конструкція з гофруванням у вигляді трикутника (рис.4)

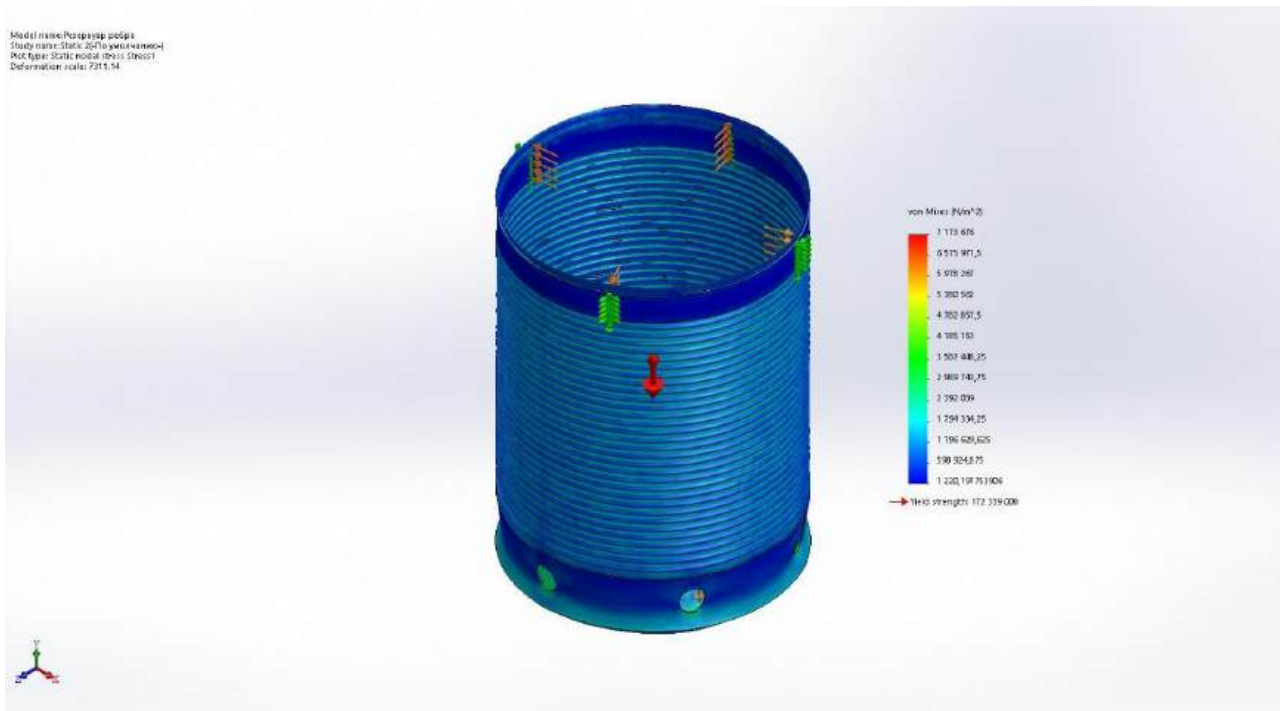


Рис. 4 – Конструкція з гофруванням у вигляді трикутника

4. Конструкція з гофруванням у вигляді трапеції (рис.5)

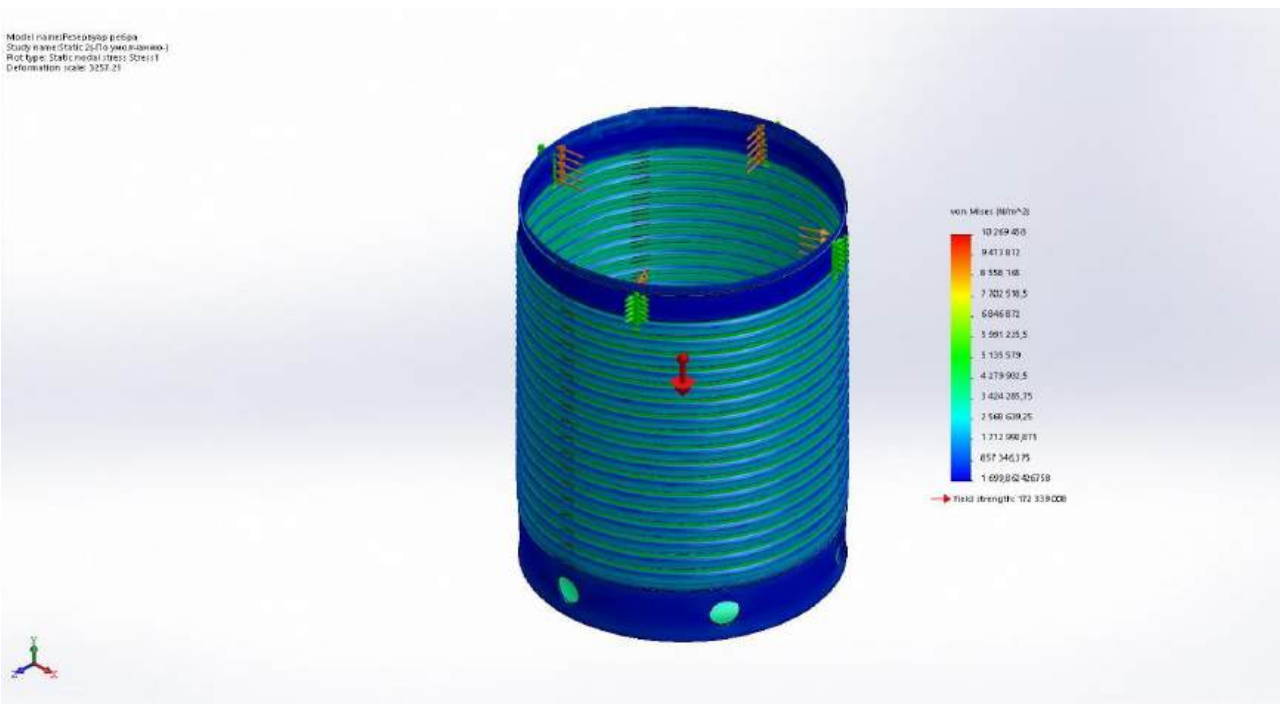


Рис. 5 – Конструкція з гофруванням у вигляді трапеції

Проаналізувавши 4 види конструкцій було складено порівняльні таблиці (1-2). В яких зображено максимальну деформацію конструкції та максимальне навантаження. Варіант 2 показав найкращі результати деформації та навантаження (рис. 6-7).



Таблиця 1 – Порівняння деформації

№ п\п	Найменування	Деформація, мм
1	Гладка конструкція	0,0438150
2	Конструкція з гофруванням у вигляді півкола	0,0177821
3	Конструкція з гофруванням у вигляді трикутника	0,0238015
4	Конструкція з гофруванням у вигляді трапеції	0,0399116



Рис. 6 – Діаграма результатів деформації

Таблиця 2 – Порівняння навантаження

№ п\п	Найменування	Навантаження, N/м ²
1	Гладка конструкція	10 269 456
2	Конструкція з гофруванням у вигляді півкола	6 386 950
3	Конструкція з гофруванням у вигляді трикутника	7 173 676
4	Конструкція з гофруванням у вигляді трапеції	8 132 989



Рис. 7 – Діаграма результатів навантаження

За результатами дослідження було виявлено наявність незначного впливу конфігурації рельєфу гофрування на деформацію. Конструкція з гофруванням у вигляді півкола показала найменший показник деформації 0,0178 мм та найменший показник навантаження 6 386 950 N/м². Також коефіцієнт запасу міцності виріс з 17 до 23.



УДК: 621.436

АНАЛІЗ З'ЄДНАННЯ ПОРШНЯ З ПАЛЬЦЕМ

Д. О. Трифонов, О. В. Білогуб

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

Мінімізація маси поршневого комплекта [1,2], що складається з трьох основних деталей – поршня, пальця і шатуна, пов'язана, в тому числі, і з можливістю зменшення діаметра сталевго пальця. З іншого боку зменшення його діаметра неодмінно приводить до збільшення напружень в пальцевому отворі (ПО) поршня і можливого руйнуванню.

Метою дослідження є визначення можливості зниження напружень в ПО за рахунок профілювання його поверхні. Алгоритм дослідження наведено на рис. 1.

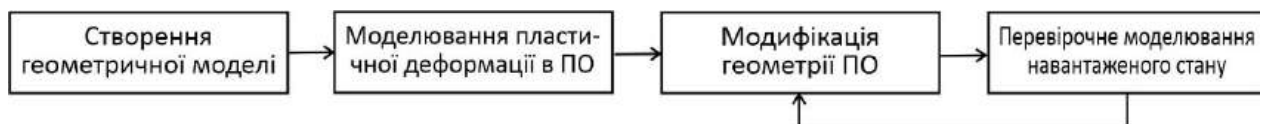


Рис. 1 – Схема проведення дослідження

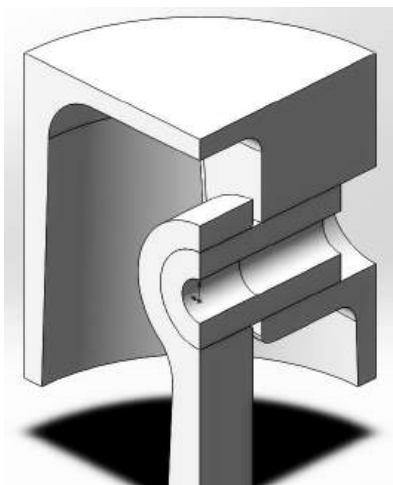


Рис. 2 – Модель поршня

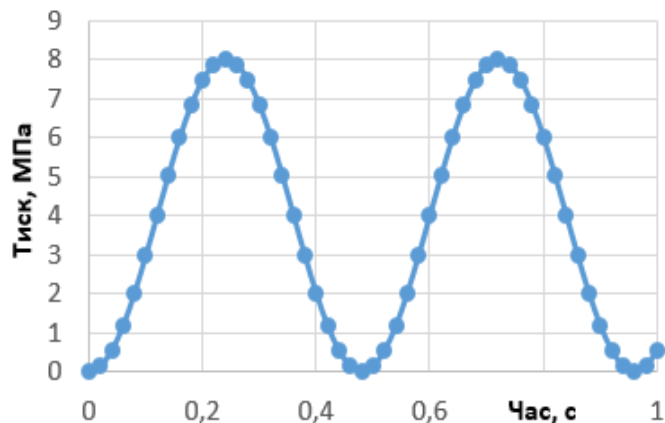


Рис. 3 – Графік навантаження

Створення геометричної моделі. На рис. 2 наведено модель досліджуваного поршня. Основні параметри: діаметр – 80 мм; висота – 60 мм; компресійна висота – 30 мм; діаметр пальцевого отвору – 18 мм¹; відстань між бобишками – 28 мм. Матеріал поршня – сплав на основі алюмінію – 2014-0, матеріал пальця і шатуна – сталь AISI 1020. Комплект симетричний по двох площинах при розташуванні деталей відповідно положенню КШМ в ВМТ. Тому модель являє чверть поршня, пальця і шатуна.

¹ Зазвичай діаметр пальця поршнів такого розміру – 20 мм і більше



Моделювання пластичної деформації. Застосовано «нелінійне» дослідження в SW Simulation. Модель пластичної деформації – за фон Мізесом. Навантаження (рис. 3) – тиск, що діє на дно поршня за гармонійним законом з максимальною амплітудою 8 МПа, що перевищує максимальний робочий тиск на 1,5 МПа. Для моделювання запропоновано 2 цикли. На рис. 4 показано «датчики», що розташовані на кромці по розрізу ПО, а на рис. 5 і 6 – напруження і деформації, в цих «датчиках» відповідно. З наведених графіків видно, що є зона на крайці ПО, що зминається з залишковими деформаціями. При цьому на другому циклі навантаження остаточно деформація практично не відрізняється від такої на першому (0,0081 проти 0,0084). З графіків також видно, що залишкові деформації є тільки в тій зоні ПО, що ближче до осі поршня. Ближче до периферії (вузол 92 – відповідний елемент 2128) залишкової деформації вже немає, елемент залишився в зоні пружності.

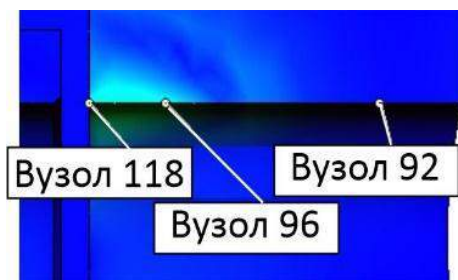


Рис. 4 – Розташування датчиків в ПО

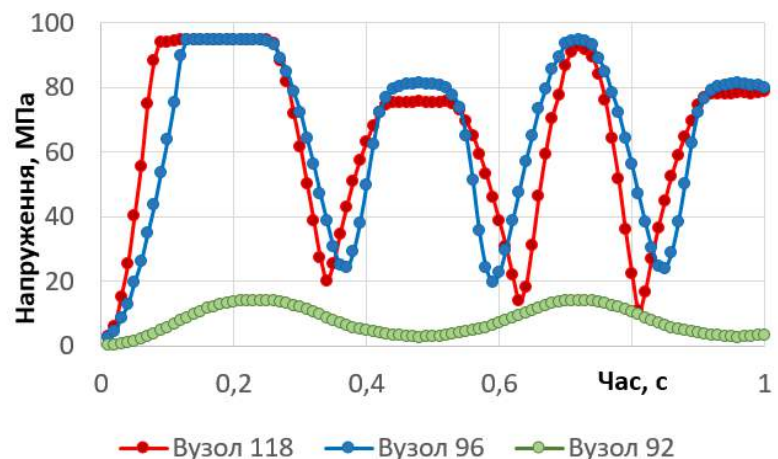


Рис. 5 – Напруження при гармонійному навантаженні тиском

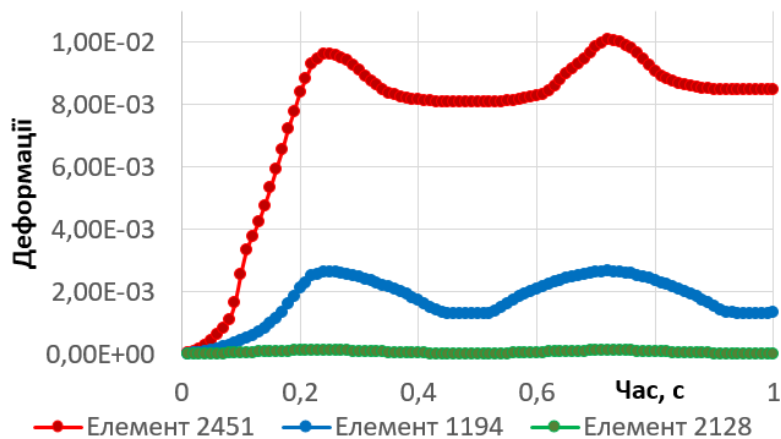


Рис. 6 – Деформації при гармонійному навантаженні тиском

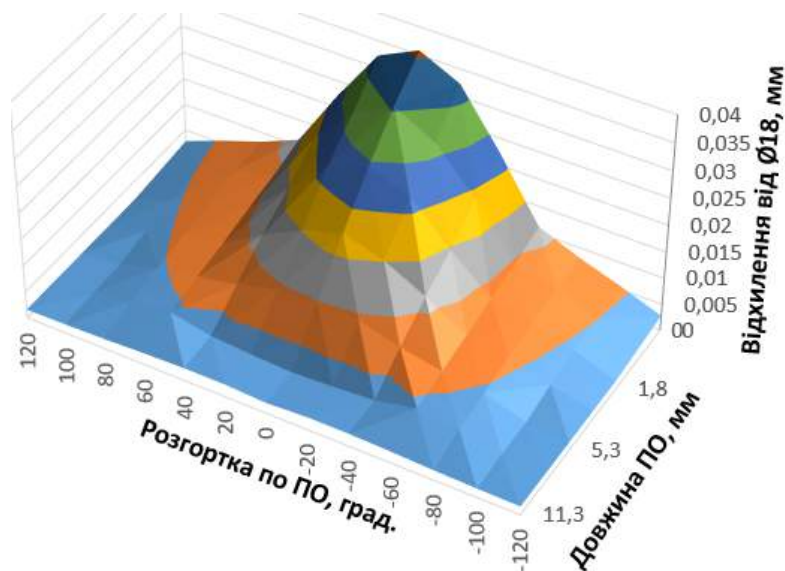


Рис. 7 – Розгортка відхилення розміру залишкової деформації від циліндру

Абсолютні залишкові деформації наведено на рис. 7 в вигляді розгортки ПО. Максимальне значення становить близько 0,04 мм, а на глибині близько 6 мм і 80° по куту залишкових деформацій вже немає. Цей результат є основою для модифікації геометрії поверхні пальцевого отвору. Можна припустити, що геометрія поверхні ПО, що відповідає показаній на рис. 7, допоможе розподілити навантаження і знизити напруження в контакті «палець – ПО» при штатній роботі двигуна.

Модифікація геометрії поверхні ПО. Технологічно досить складно зробити на циліндричній поверхні ПО відбиток, що буде відповідати формі на рис. 7. Значно простіше це зробити розточуванням (розкатуванням) зі збільшенням діаметра по максимальній деформації, що відповідає деформації вздовж ПО при 0° (рис. 7). Модифікована геометрія ПО отримана підрізанням циліндричної поверхні профілем по рис. 7 при 0° . Вісь розточки зміщена на 0,02 мм.

Перевірочне моделювання навантаженого стану. На рис. 8 а, б представлено розподіл напружень при навантаженні циліндричного і модифікованого ПО тиском 6,5 МПа. На рис. 9 – напруження по верхній крайці ПО. Усереднені навантаження по крайці складають 143 і 107 МПа відповідно (-25% для модифікованого профілю). Зміщення осі розточування (з відповідним зменшенням радіусів до утворюючого сплайну) призводить до незначного підвищення напружень.

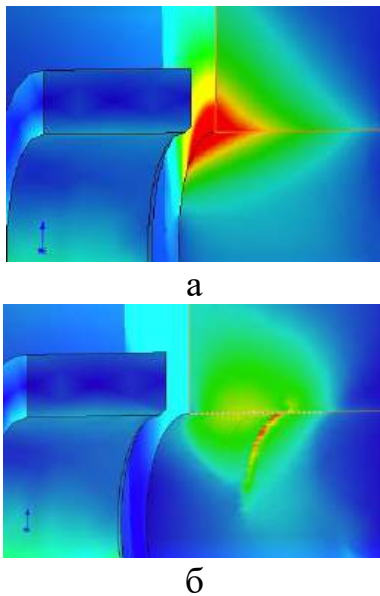


Рис. 8 – Епюри напружень в ПО:
а – циліндричний,
б – модифікований.

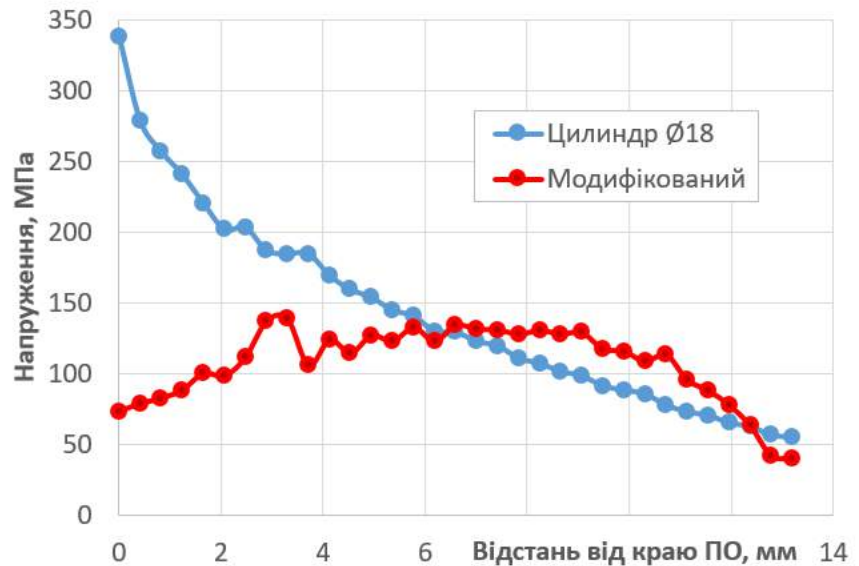


Рис. 9 – Напруження по країці ПО

Висновки. Виконане дослідження показало, що надання спеціальної форми поверхні ПО, дозволяє віднайти мінімальні масогабаритні параметри поршневого комплексу. Показано, що моделювання пластичної деформації з певним перевантаженням дозволяє синтезувати складний профіль цієї поверхні.

Перелік використаної літератури

1. Белогуб, А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства [Текст] / А. В. Белогуб // Восточно Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 3. – С. 27–40.
2. Nguyen Van Duong Thermal-Stress State of the Piston During Transient Diesel Operation, Synthesis of the Piston Profile [Text] / Nguyen Van Duong, O. Bilohub, Ye. Martseniuk // International Scientific and Technical Conference on Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering. ICTM'2019: proceedings, 28-30 Nov. 2019, Kharkiv. – Cham: Springer, 2020. – P. 310–324. – (Advances in Intelligent Systems and Computing. AISC; Vol. 1113). doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-37618-5_27.



САК і діагностика

УДК 621

ПНЕВМАТИЧНІ ТА ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНІ СХЕМИ КЕРУВАННЯ ПРИВОДАМИ РОБОТА: ПЕРЕВАГИ ТА НЕДОЛІКИ

В. О. Чайка, Д. Р. Степаненко

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

Для керування пневмоприводами використовуються наступні способи: пневматичний, електропневматичний за допомогою релейних перемикачів та за допомогою контролерів (рис. 1). Кожен з цих способів має свої недоліки та переваги.

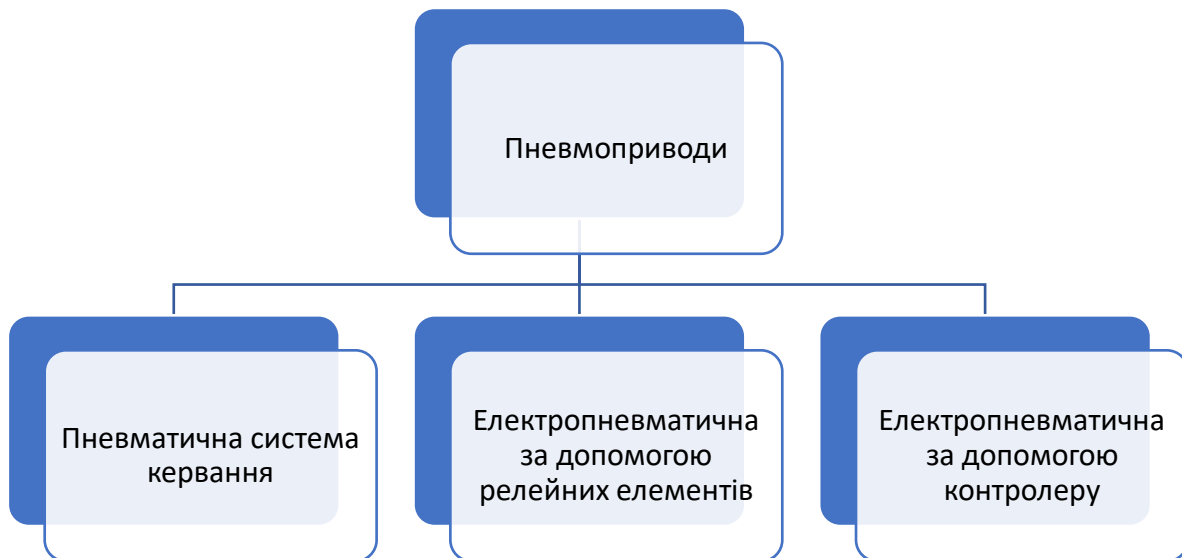


Рис. 1 – Способи керування пневмоприводами

Пневматичний спосіб керування полягає в тому, що управління циліндрами відбувається за допомогою пневматичних елементів, а саме елементи пам'яті, таймери, логічні елементи. Переваги цього способу полягають у відсутності впливу перепаду температури, шкідливого навколишнього середовища (пари різних елементів), електромагнітного впливу та вибухобезпечно. Це дає змогу використовувати різні пневматичні схеми в середовищах де неможливо або небезпечно використовувати електрику, а також даний спосіб є надійним. З недоліків можна виділити масивність схеми управління та складність переналаджування у випадку зміни алгоритму керування.

Електропневматична схема керування за допомогою релейних перемикачів є певним компромісом між керуванням за допомогою контролеру та пневматичним керуванням. Сам спосіб полягає в тому, що логічні операції



виконуються не пневматичними елементами, а електричними реле, котрі мають блоки нормально відкритих та нормально закритих ключів. Компромiс полягає в тому, що пневматичні елементи системи керування замінюються на електричні релейні і логіка будується на комбінації релейних ключів, котрі перемикають розподільники. Перевагою даного способу є простота в установці та налаштуванні. Не потрібно мати спеціальних знань або навичок для роботи з нею. Висока надійність, що забезпечує стабільну роботу системи. Доступне обладнання та обслуговування.

Наступний спiсб поєднує пневматичні приводи та електричне керування. Логічні операції виконуються контролером тому схема керування досить компактна. Кінцеві вимикачі заводяться до контролеру через вхідний модуль і працюють з однаковим рівнем живлення, як і контролер. Керування розподільниками може включати додатковий модуль для синхронізації сигналів з різним рівнем живлення. Має досить велику вартість обладнання, що є мінусом. Даний спiсб гнучкий до змін алгоритмів, все залежить від програми контролеру. Має багато додаткового функціоналу, який влаштований в контролер (таймери, прапори, можливість спілкування з іншими модулями). Ці переваги дають широкий спектр для створення якісного обладнання з можливістю швидкого переналагоджування на новий цикл роботи. На рис. 2 запропонована проста електропневматична схема керування пневмоприводами робота з релейною логікою.

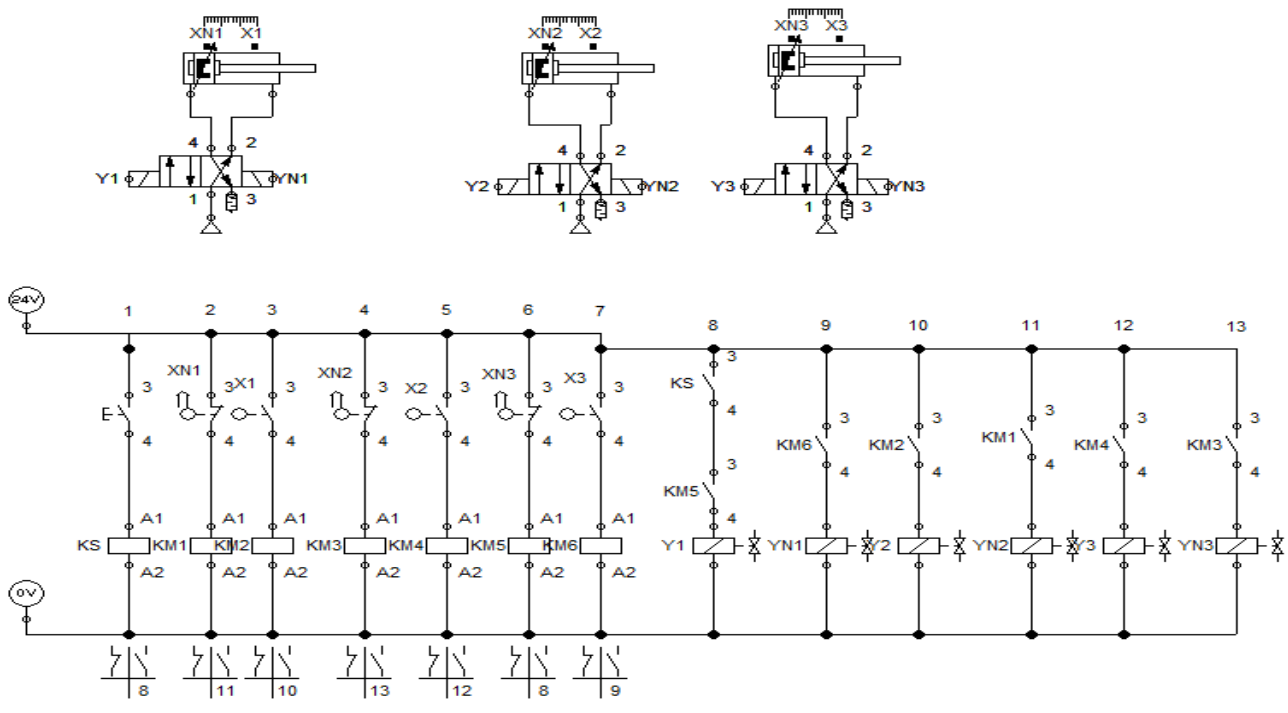


Рис. 2 – Електропневматична схема керування пневмоприводами робота з релейною логікою



Технологія виробництва двигунів

УДК 621.7.044

ПРОГРАМНИЙ РОЗРАХУНОК ДЕФОРМАЦІЙНОГО ПОЛЯ ПАНЕЛІ ЖОРСТКОСТІ ПРИ ІМПУЛЬСНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

О. С. Кокотіна, В. В. Третяк

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

Панелі жорсткості – лише один із типів деталей листового штампування. На перший погляд проста деталь для виконання жорстких технічних умов потребує оцінки деформаційного поля і виконання спеціальних технологічних прийомів для кожного з методів деформування.



Рис. 1 – Панель жорсткості, відштампована з листового матеріалу імпульсним навантаженням

На рис. 2 представлені конструкторсько-технологічні ознаки, які впливають на деформаційне поле.

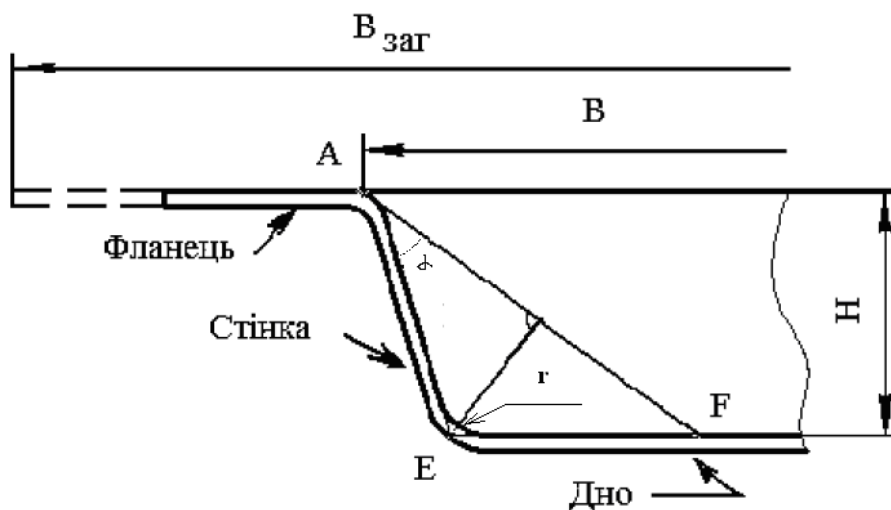


Рис. 2 – Конструкторсько-технологічні ознаки панелі жорсткості



При імпульсному формуванні процес отримання деформації розділяється 3 етапи і розглядається окремо.

Максимальну деформацію визначаємо, як результат накладення деформацій на кожному з попередніх етапів (рис. 3).

1 етап. Деформація вільно провисаючої ділянки матеріала до торкання куполом дна матриці.

2 етап. Розтікання купола по дну матриці. Цей етап закінчується у момент утворення просторового рівностороннього кута.

3 етап. Витягування і калібрування кутової зони



Рис. 3 – Етапи штампування

За допомогою розробленого програмного модуля виконано розрахунок поля деформацій і оцінку технолонічних можливостей метода обробки.

Для розрахунків деформаційного поля і сумування деформацій по етапах - розрахунок проводиться не відносними, а логарифмічними деформаціями, тому що при великих деформаціях можна складати лише логарифмічні деформації.

На рис. 4 і 5 представлені програмні розрахунки деформаційного поля для панелі з розмірами $B1 = 200$, $B1 = 250$, $H = 40$, $r = 10$, $\alpha = 10$.

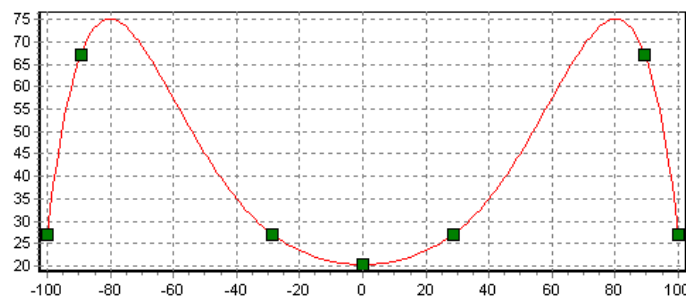


Рис. 4 – Деформаційне поле логарифмічних деформацій в поздовжньому напрямі

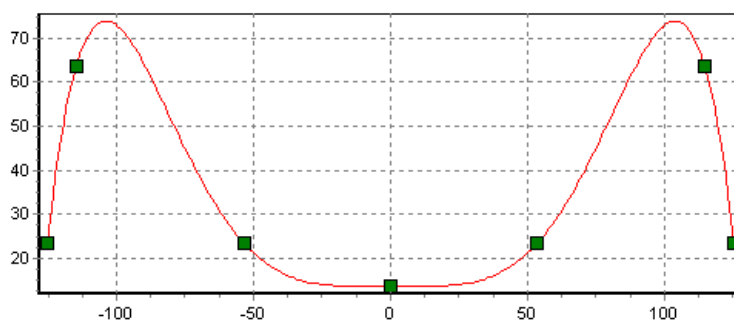


Рис. 5 – Деформаційне поле логарифмічних деформацій в поперечному напрямі



Теплоенергетика та енергозбереження

УДК 536.248.2

ВИКОРИСТАННЯ ДВОФАЗНИХ КОНТУРІВ ТЕПЛОПЕРЕНОСЕННЯ ДЛЯ ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОТУЖНОЇ ЕЛЕКТРОНІКИ ТА ДАТА-ЦЕНТРІВ

В. В. Кізіленко, Г. О. Горбенко

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

Одним із сучасних технологічних секторів, що швидко зростають та споживають велику кількість енергії, є комп'ютерні сервери і дата-центри (центри обробки даних, ЦОД). У період з 2005 по 2010 рр. обсяг електроенергії, споживаної ЦОД у всьому світі, зріс приблизно на 56%. За останніми даними, на частку ЦОД припадає 1,3% світового і 2% американського споживання електроенергії. Швидкість обчислень залежить від температурного режиму електронного обладнання. Тому гостро стоїть завдання створення ефективних систем охолодження [1].

Традиційно електроніка охолоджувалася кондиціонованим повітрям. При цьому до 50% від енергії, споживаної ЦОД, припадає на систему кондиціонування. В останні десятиліття у зв'язку з різким зростанням потужності електронного обладнання швидко впроваджуються альтернативні системи охолодження: рідинні, двофазні, імерсійні.

Завданням цього дослідження є огляд наявних методів охолодження, що використовуються в ЦОД. Постановка завдання розробки нових систем охолодження на базі двофазних контурів теплопереносу.

Основні виклики, які висуває сучасне електронне обладнання до систем охолодження:

- одинична потужність електронних пристроїв становить до 1000 Вт;
- підвищені робочі температури високотемпературних чипів, понад 120⁰С;
- щільність теплових потоків від підкладки чипів до 100 – 300 Вт/см²;
- потужність тепла, що розсіюється від окремої ІТ-стійки, може перевищувати 100... 300 кВт;
- сумарна теплова потужність дата-центрів – сотні й тисячі кВт за великої об'ємної щільності тепловиділення в приміщенні.

Завдання, які стоять перед системами охолодження:

- підвищення коефіцієнтів теплопередачі від чипів до теплоносія;
- мінімізація термічного опору теплопереносу від джерела тепла до навколишнього середовища;
- підвищення енергоефективності дата-центрів (DOU);
- використання методів природного охолодження (фрікулінгу), холодоресурсу доквілля, без витрати води в більшу частину пори року;



– можливість вторинного використання теплової енергії від ЦОД для обігріву будівель.

Альтернативи повітряним кондиціонерним системам охолодження є:

– системи рідинного охолодження на базі однофазних контурів теплопереносу (з чиллерами або без них);

– системи двофазного охолодження на базі двофазних контурів теплопереносу (2f-MPL);

– системи імерсійного (занурювального) охолодження в поєднанні з однофазними та двофазними контурами теплопереносу.

Кожна з цих систем має переваги та недоліки. Системи рідинного охолодження дають змогу зменшити DOU до 1,05...1,1. Системи з використанням 2f-MPL ще більш економічні, а також мають низку очевидних переваг:

– низький термічний опір теплопереносу від джерела тепла до навколишнього середовища;

– мала витрата теплоносія;

– низька електрична потужність, споживана на власні потреби (насосами, компресорами);

– можливість реалізації вбудованого холодильного циклу (без чиллера);

– ширша можливість роботи в режимі фрікулінгу та утилізації тепла, що відводиться, на завдання обігріву будівель.

Однак технології двофазного охолодження ЦОД поки що набули обмеженого поширення з огляду на новизну завдання, що потребують наукового системного підходу до його вирішення.

Кафедра "Аерокосмічної теплотехніки" ХАІ та "Центр технічної фізики" понад 30 років виконували дослідження та розроблення систем забезпечення теплового режиму з 2f-MPL для космічних апаратів, що завершилися запуском у 2020 та 2021 роках потужних телекомунікаційних супутників [2]. Рекомендується використати досвід розроблення космічних двофазних систем під час виконання пілотних проєктів систем охолодження ЦОД. Зокрема:

– використання методології багатокритеріальної оптимізації параметрів системи;

– регулювання температури і тиску в контурах теплопереносу з використанням гідроаккумулятора з тепловим регулюванням.

Перелік використаної літератури

1. Research and Technologies for next-generation high-temperature data centers – State-of-the-arts and future perspectives [Text] / Y. Zhang, K. Shan, X. Li, H. Li, S. Wang // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2023. – Vol. 171. – P. 112991. doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112991>

2. Retrospective Review of a Two-Phase Mechanically Pumped Loop for Spacecraft Thermal Control Systems [Text] / G. A. Gorbenko, P. G. Gakal, R. Yu. Turna, A. M. Hodunov // Journal of Mechanical Engineering. – 2021. – Vol. 24. – P. 27-37. doi: <https://doi.org/10.15407/pmach2021.04.027>

УДК 621

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ В СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ ГІДРОГЕНЕРАТОРІВ

П. Г. Гакал, І. І. Третяк, М. О. Ареф'єва

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

Задачею дослідження є визначення інтенсивності теплопередачі в каналах капсульного гідрогенератора та температур активних частин гідрогенератора з аксіальною системою вентиляції при роботі двох вентиляторів.

Для моделювання використаний прикладний програмний пакет SolidWorks та зокрема його модуль для моделювання течії рідин та газів – Flow Simulation. Flow Simulation – програмне забезпечення, повністю інтегроване в SolidWorks для розрахунку рідинних і газових потоків всередині і ззовні моделі, а також розраховує теплопередачу конвекцією, випромінюванням і теплопровідністю за допомогою технологій обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD). Flow Simulation моделює рух потоку, на основі розв'язку рівнянь Нав'є-Стокса. Моделі доповнюються емпіричними рівняннями стану теплоносія та граничними і початковими умовами.

Було побудовано тривимірну модель гідрогенератора у програмному комплексі SolidWorks (рис. 1).

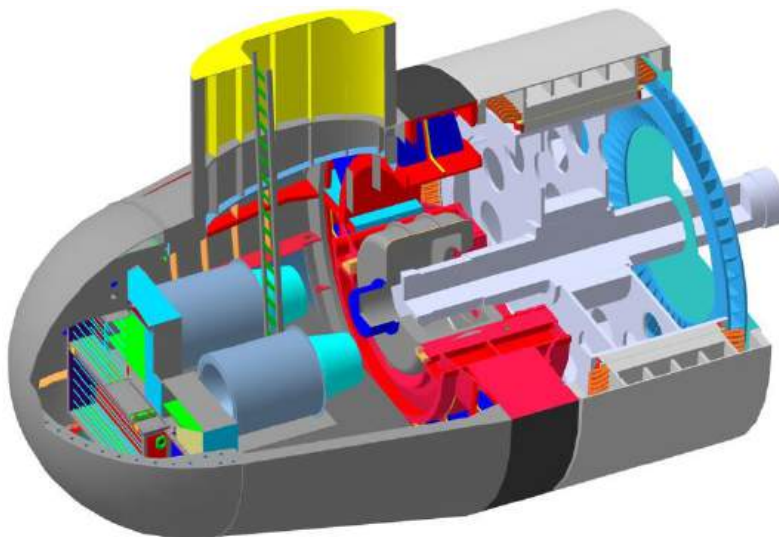


Рис.1 – Тривимірна модель капсульного гідрогенератора з аксіальною системою вентиляції

Охолоджуюче середовище всередині гідрогенератора – повітря за нормальних атмосферних умов. Повітря охолоджувалось в повітряно-водяному теплообміннику. Температура охолоджуваної води у охолоджувачі – 30 °С.

Результати розрахунку у вигляді епюр швидкостей всередині капсули гідрогенератора наведені на рис. 2.

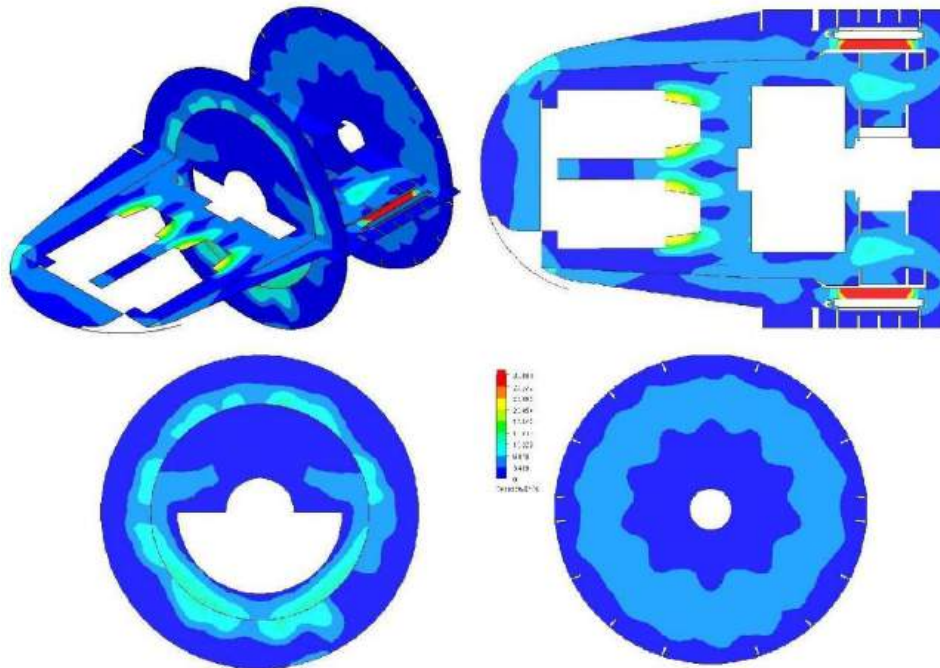


Рис. 2 – Епюра швидкості охолоджуючого повітря

Температурами найбільш навантажених елементів гідрогенератора не перевищувала 45°C .

За результатами дослідження визначено, що саме аксіальна система вентиляції повністю забезпечує відведення тепла від найбільш навантажених частин гідрогенератора. Значення температур активних частин не перевищують гранично допустимих значень.



УДК 629.7.036.3

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ МАСЛОРАДІАТОРІВ АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Т. П. Михайленко, О. В. Горідько, І. І. Петухов

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

Надійна робота газотурбінних двигунів багато в чому визначається досконалістю масляної системи. Частіше всього використовуються циркуляційні масляні системи, де олива рухається замкнутим контуром та багаторазово використовується для змащення та охолодження вузлів тертя двигуна. При цьому для підготовки до чергового циклу змащення оливу потрібно очищувати від механічних домішок, охолоджувати та відділяти повітря. Охолодження оливи відбувається у рекуперативних теплообмінних апаратах – маслорадіаторах, що встановлюються поблизу або безпосередньо на двигуні. У якості охолоджувального середовища використовуються як повітря, так і паливо з паливної системи двигуна. Відповідно існують повітряно-масляні та паливо-масляні радіатори. З метою зменшення габаритів та збільшення компактності маслорадіаторів використовуються теплообмінні поверхні з ребрами, що дозволяє інтенсифікувати теплопередачу.

Тенденції розвитку сучасних авіаційних двигунів пов'язані зі збільшенням тиску та температури газу на вході в турбіну при одночасному зменшенні габаритів та маси двигуна. Це призводить до збільшення теплового навантаження та більш жорстких умов експлуатації масляної системи. При цьому особливо гостро стоїть питання забезпечення належного теплового стану оливи, так як перевищення максимально допустимої температури приводить до втрати її змащувальної здатності через випаровування легких фракцій і коксування. Крім цього слід враховувати, що майже в усіх елементах маслосистеми тече не чиста олива, а її суміш з повітрям, що впливає на перебіг теплогідролітичних процесів. Вказане вище вимагає від розробника удосконалення підходів до проектування елементів маслосистеми, зокрема маслорадіаторів.

Традиційні підходи до проектування маслорадіаторів базуються на класичних співвідношеннях теорії розрахунку теплообмінних апаратів з однофазними теплоносіями, а наявність повітря у маслі враховується шляхом збільшення розрахункової площі теплообміну. При цьому ступінь збільшення поверхні спирається на досвід проектування.

Таким чином, для забезпечення належного функціонування маслосистеми та створення конкурентоздатних авіаційних газотурбінних двигунів, необхідно на етапі проектування враховувати фізичні особливості теплогідролітичних процесів у багатofазних середовищах. Основною метою роботи є пошук шляхів удосконалення проектування маслорадіаторів, що буде сприяти створенню надійних та ефективних маслосистем авіаційних двигунів.



УДК 629.7.036.3

ТЕПЛООБМІННИЙ АПАРАТ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ВОДНЕВОГО ПАЛИВА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

І. І. Петухов, О. Ю. Лисиця, М. С. Гуманов

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

Стрімке зростання енергоспоживання в останні роки, особливо у транспортній галузі, значно підвищило використання вуглеводневих палив. Це, у свою чергу, призвело до значного ускладнення екологічної ситуації, а також до зростання темпів вичерпання невідновлюваних паливних запасів. Загальновизнаною світовою альтернативою є використання на транспорті електричних приводів та водневого палива. Не є винятком і авіаційний транспорт, на частку якого, наприклад у США, припадає до третини використання рідкого вуглеводневого палива. При цьому для далекомагістральних літаків єдино доцільним є заправлення у паливні баки рідкого водню.

Крім екологічної чистоти водень має дуже високі теплоту та швидкість згорання, забезпечує великий холодоресурс та коефіцієнти тепловіддачі. Це дозволяє підвищити ефективність двигунів різних типів. Але використання цих переваг ускладнюється малою густиною водню, широким діапазоном вибухонебезпечних концентрацій у суміші з повітрям, а також низькою температурою у рідкому стані. Тому найбільш складними при створенні водневого літака є завдання довготривалого зберігання значних запасів водню та надійної його подачі до паливних пристроїв камери згорання.

Останнє реалізується за умови нагріву водню перед подачею у камеру згорання. Схеми нагріву різняться. У даній роботі розглянуто прямий нагрів водню продуктами згорання у багатозахідному витому теплообміннику для крейсерського режиму ГТД типу Д436. Витрата водню обчислена з урахуванням відмінності питомої теплоти згорання від такої для гасу і складає 0,106 кг/с. Вихідна температура водню 29К, кінцева температура 318К. Витрата продуктів згорання 18,65 кг/с при вихідній температурі 671 К.

Для цих умов теплове навантаження складає 480 кВт, площа теплообміну зі сторони гарячого теплоносія 1,8 м². Близько 43 % загального теплового потоку складає потік внаслідок кристалізації та конденсації компонентів продуктів згорання на зовнішній поверхні труб. Для його розрахунку використовували концепцію аналогії процесів конвективного тепло- та масопереносу. Серед компонентів визначальний вклад має процес конденсації водяної пари. Вклад радіаційного теплового потоку не перевищує 4 %.



Промислова робототехніка

УДК 658.512

ЗАСТОСУВАННЯ ТЕОРІЇ МАСОВОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЦЕНТРАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТАЛЬНОГО МАГАЗИНУ ГНУЧКОГО РОБОТИЗОВАНОГО ВИРОБНИЦТВА

Є. О. Баранова, О. О. Баранов

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

Сучасні підприємства механічної обробки відрізняються за формою організації виробничого процесу, яка залежить від номенклатури заготовок, вироблених за певний період (як правило, за місяць). Основні проблеми щодо інструментального забезпечення виробництва стосуються гнучких автоматизованих ділянок, що зазвичай формуються з багатоопераційних верстатів, які, хоча й оснащені інструментальними магазинами значної місткості, не дозволяють вирішити проблему оперативної заміни інструмента на робочому місці в умовах «безлюдного» режиму роботи. Тому гнучкі ділянки додатково оснащуються складськими системами – центральними інструментальними магазинами (ЦІМ), які розташовуються безпосередньо у виробничих приміщеннях і необхідні для забезпечення оперативної доставки інструментів на верстати з ЧПК (рис. 1).

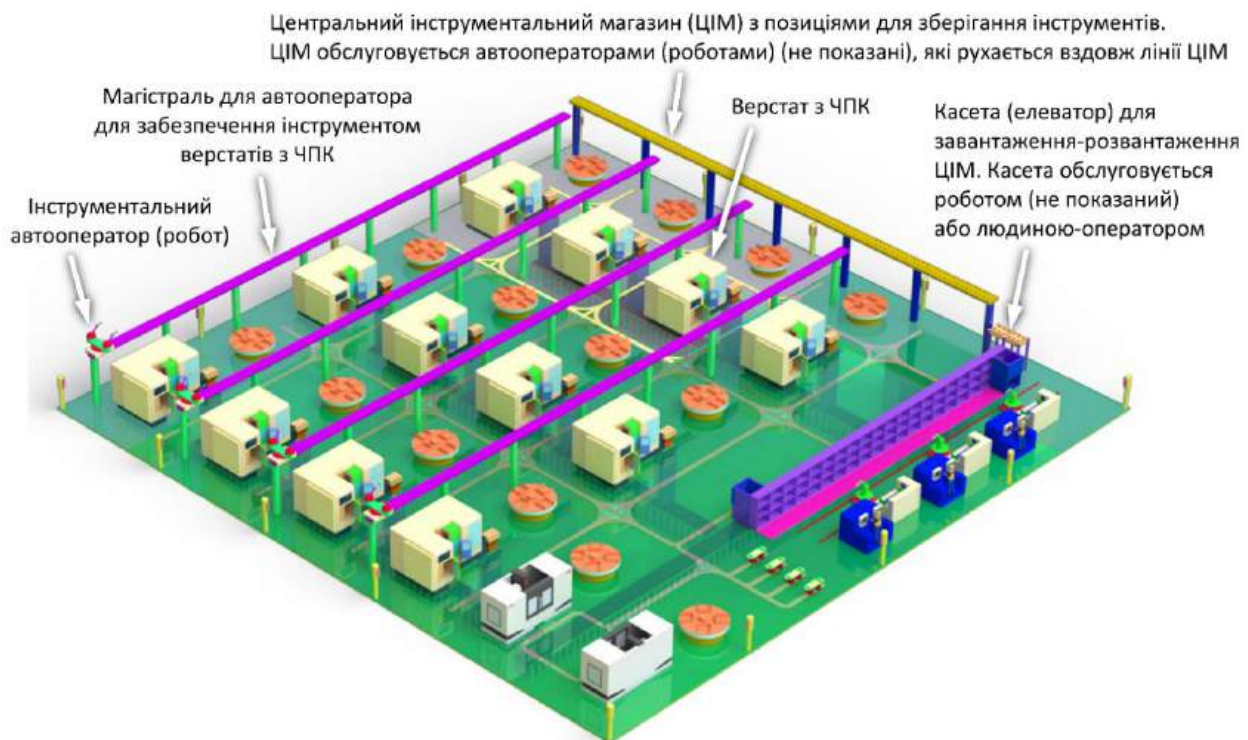


Рис. 1 – Загальний вигляд гнучкої виробничої системи механічної обробки з центральним інструментальним магазином (ЦІМ) для забезпечення верстатів з ЧПК інструментами



Система складу ЦМ з обслуговуючими роботами-автооператорами розглядається як одно- або багатоканальна система з обмеженою чергою, де серверами (пунктами обслуговування) є роботи-автооператори у кількості m_c , а чергою – позиції зберігання у кількості v_c . Розраховані наступні варіанти СМО: № 1 – один автооператор (АО) на 30 позицій ЦМ, швидкість руху автооператора $V_{AO} = 10$ м/хв, інтенсивність потоку вимог на обслуговування з боку виробничої ділянки $\lambda = 21,967$ інстр/год, продуктивність роботи одного автооператора $\mu = 24$ інстр/год (отже питома інтенсивність вхідного потоку вимог $\alpha = 0,915$); № 2 – 1 АО на 50 позицій ЦМ, $V_{AO} = 10$ м/хв, $\lambda = 21,967$ інстр/год, $\mu = 24$ інстр/год ($\alpha = 0,915$); № 3 – 1 АО на 30 позицій ЦМ, $V_{AO} = 10$ м/хв, $\lambda = 24$ інстр/год, $\mu = 24$ інстр/год ($\alpha = 1,0$); № 4 – 1 АО на 30 позицій ЦМ, $V_{AO} = 10$ м/хв, $\lambda = 26,23$ інстр/год, $\mu = 24$ інстр/год ($\alpha = 1,093$); № 5 – 1 АО на 50 позицій ЦМ, $V_{AO} = 10$ м/хв, $\lambda = 26,23$ інстр/год, $\mu = 24$ інстр/год ($\alpha = 1,093$); № 6 – 2 АО на 30 позицій ЦМ, $V_{AO} = 10$ м/хв, $\lambda = 26,23$ інстр/год, $\mu = 2 \times 24$ інстр/год ($\alpha = 0,546$); № 7 – 1 АО на 30 позицій ЦМ, $V_{AO} = 16$ м/хв, $\lambda = 26,23$ інстр/год, $\mu = 34,3$ інстр/год ($\alpha = 0,765$); № 8 – 1 АО на 30 позицій ЦМ, $V_{AO} = 16$ м/хв, $\lambda = 32,787$ інстр/год, $\mu = 34,3$ інстр/год ($\alpha = 0,956$). Результати розрахунку СМО, які дозволяють роботи висновки про ефективність за варіантами, показані на рис. 2.

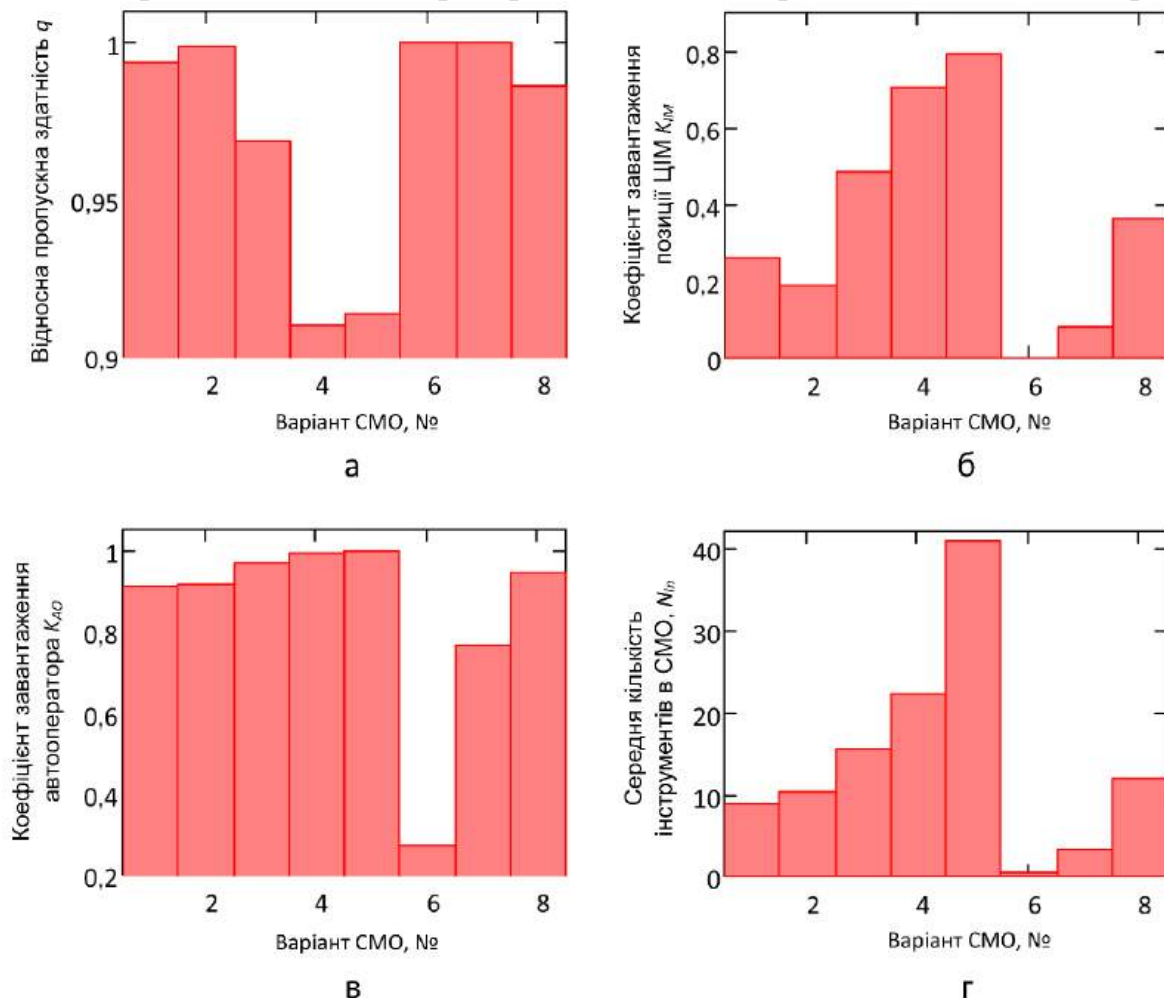


Рис. 2 – Розрахунок параметрів СМО за варіантами



УДК 538.95

РОЗВИТОК АНІМАЦІЇ РОБОТІВ У СЕРЕДОВИЩАХ ВІРТУАЛЬНОЇ РЕАЛЬНОСТІ

С. М. Коваленко, О. В. Торосян

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

Анімація в робототехніці є однією з найважливіших проблем, яку потрібно вирішити, оскільки за допомогою анімації можна отримати найкращі результати для керування робочим простором роботів у космічному додатку, для керування алгоритмами прямої та зворотної кінематики, щоб контролювати точки сингулярності в програмах з одним або декількома роботами, у різних випадках: паралельне, послідовне або комплексне роботизоване видалення.

Анімація руху робота здійснювалася за допомогою моделей скелета в MATLAB. Щоб мати більш реалістичну анімацію, інтеграцію VRM-RTB можна використовувати на CAD-моделях деяких роботів. Крім того, якщо маємо певний алгоритм кінематики, планування руху тощо, і хочемо побачити рух, VRM можна використовувати для цілей анімації. Це допомагає більше зосередитися на дослідженні, ніж турбуватися про функціональність анімації. Деякі приклади анімації за допомогою RoboAnalyzer і Virtual Robot Module наведені на рисунках 1-2.

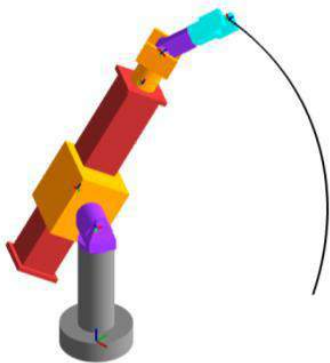


Рис. 1

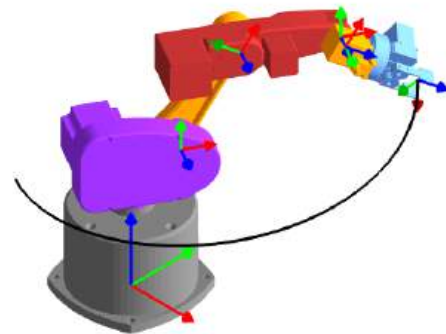


Рис. 2

Запропоновані методи і алгоритми відкривають шлях дослідникам у галузі анімації, щоб задовольнити належні потреби в симуляції рухів, розробити деякі характеристики, розробити кілька додатків для кількох роботів, керуючи робочим простором усіх роботів або уникнути точок зіткнення для отримання оптимального дизайну програми робота.



УДК 538.95

КЕРУВАННЯ РОБОТОМ У СЕРЕДОВИЩІ ПРОГРАМУВАННЯ LABVIEW

М. М. Крамарев, А. О. Бреус

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

У сучасному світі роботи набули широкого застосування в різних галузях, на даний момент існує безліч варіацій з різним дизайном. Багато проектів створення роботів припускають створення складних систем керування робочими органами пристрою. Серед програмних продуктів, представлених на ринку, можна виділити середовище програмування LabVIEW (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench), яке широко використовується в системах збору даних, а також для керування технічними об'єктами. Програмне забезпечення LabVIEW використовує підхід графічного програмування, що спрощує розуміння та вивчення. Середовище програмування LabVIEW можна використовувати в освітніх цілях як універсальну платформу розробки, що легко масштабується і адаптується до новітніх технологій, а також для керування роботами і системами машинного зору. При створенні мобільних роботів з дистанційним керуванням актуальним залишається питання керування пристроями за допомогою віддаленої базової станції, керування якої було інтегровано з програмним забезпеченням LabVIEW. В результаті інтеграції можна реалізувати процес передачі даних датчиків і результати збору передавати на віддалену базову станцію керування, спрощена структурна схема наведена на рисунку 1.

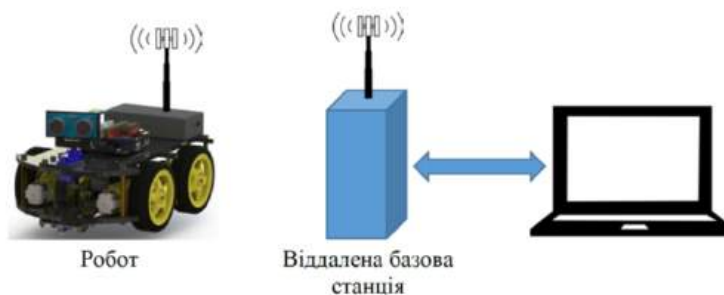


Рис. 1 – Спрощена структурна схема

Серед програмування LabVIEW, можлива реалізація функцій: робота з траєкторією, інтерполяція траєкторії, керування швидкостями робота, визначення положення робота. Для аналізу результатів можна вивести графіки руху траєкторією, графік лінійної швидкості на траєкторії і т.д. У комплексі це дозволить забезпечити керування роботом по заданій траєкторії з урахуванням відхилень.



УДК 538.95

ВИКОРИСТАННЯ LEGO-РОБОТІВ ДЛЯ ІМІТАЦІЇ РОБОТИ МАРСОХОДА

А. В. Рачук, Т. О. Постельник

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

Марсохід – це транспортний засіб, розроблений спеціально для проведення досліджень на поверхні планети Марс. Оснащений різноманітними науковими приладами, такими як камери, спектрометри та бурові установки, він дозволяє вченим отримувати значущі дані про ґрунтові шари, кліматичні умови, атмосферний склад та геологічну будову Марса.

Використання LEGO-роботів є одним з ефективних методів вивчення принципів робототехніки та програмування. Ці роботи можуть бути програмовані для виконання різних завдань, аналогічних функціям марсоходів. LEGO-роботи зазвичай оснащені датчиками, які дозволяють їм реагувати на зовнішні умови, такі як світло, звук, відстань тощо, що забезпечує їх автономність під час виконання завдань.

Однією з ключових задач для марсоходів є правильне розпізнавання нерівностей на поверхні Марса, таких як ями, впадини, заглиблення та пологі схили. Для вирішення цієї задачі марсоходи оснащені різноманітними датчиками, такими як лазерні датчики відстані, камери з високою роздільною здатністю та датчики тиску, що дозволяють аналізувати поверхню та визначати оптимальний шлях руху або місце для подальших досліджень.

LEGO-роботи можуть бути оснащені датчиками, що вимірюють інтенсивність відбитого світла.

Датчик вимірювання інтенсивності світла працює на основі фотодіода або фототранзистора, які реагують на світло і генерують електричний сигнал пропорційно його інтенсивності. Основний принцип роботи полягає у вимірюванні кількості світла, яке падає на фоточутливу поверхню датчика.

Коли світло падає на фотодіод або фототранзистор, відбувається фотоефект, що призводить до генерації пар «електрон-дірка». Чим більша інтенсивність світла, тим більше пар генерується, що в результаті призводить до більшої кількості електричного струму, що проходить через фотодіод або фототранзистор. Отриманий електричний сигнал може бути вимірний та оброблений за допомогою мікроконтролера або інших електронних пристроїв.

Після отримання даних від датчиків робот може аналізувати цю інформацію та приймати рішення про подальші дії, такі як зміна шляху руху для уникнення небезпечних зон або вибір місця для подальшого дослідження.

Цей метод допомагає роботам ефективно рухатися в невідомому оточенні, забезпечуючи їхню безпеку під час виконання завдань. Використання такого підходу сприяє застосуванню простих, але ефективних технологій у розробці LEGO-роботів, які можуть виконувати складні завдання, аналогічні тим, що стоять перед марсоходами.



Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології

УДК 681.513.3

МОДЕЛЮВАННЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ У САПР MATLAB SIMULINK

В. О. Чайка, О. В. Белявський

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

Метою структурно-функціонального моделювання технологічного обладнання (ТО) у процесі вивчення його властивостей та методів керування в рамках освітнього процесу є розвиток критичного мислення, забезпечення ефективних та оптимальних технічних проектних рішень, зокрема, за умов дистанційної форми навчання, коли розгляд властивостей реальних об'єктів гідроавтоматики взагалі унеможлиблюється. САПР MATLAB SIMULINK має у своєму обсязі потужний пакет програмного забезпечення Simscape Hydraulic, який значною мірою спрощує моделювання всіх ланок гідравлічної автоматики, починаючи з гідравлічних мереж та гідростанцій і закінчуючи системами керування гідроапаратурою. Але об'єкти пакета Simscape певною мірою закриті від користувача і лише описані на рівні користувацького інтерфейсу та диференційних рівнянь, які закладені в основу їх функціонування. Цього буває недостатньо для навчання здобувача освіти у режимі Online. Ще більшою мірою «приховані» об'єкти модуля GUI (Graphic User Interface). Наявна робота призначена певною мірою розв'язати цей недолік шляхом проектування моделей певних модулів автоматики, які є повністю відкритими для розробника та можуть бути адаптовані ним до свого завдання у разі потреби. В якості об'єкта автоматизації обраний гідравлічний стенд, гідравлічна схема якого наведена на рис. 1. Стенд призначений для дослідження руху виконавчого органу гідросистеми та проектування системи керування гідроавтоматикою.

Золотниковий розподільвач V1 призначений для реверсу напрямку руху штока ГЦ, а розподільвач V2 сумісно з клапаном V3 – для зміни швидкості руху штока. Рівень

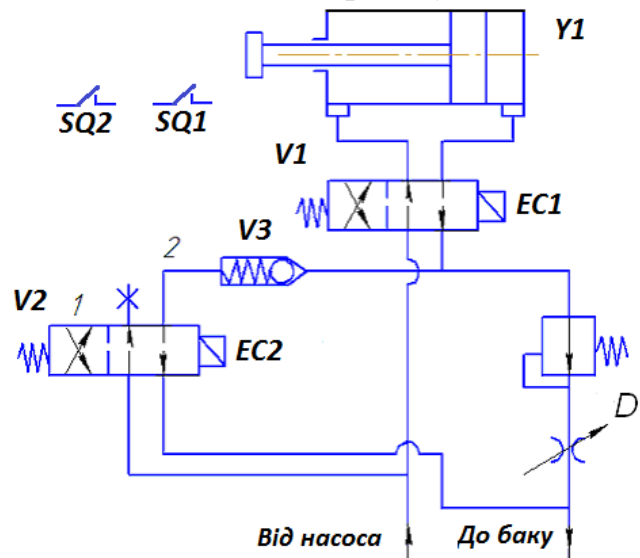


Рис. 1 – Гідравлічна схема лабораторного стенду:

Y1 – виконавчий гідроциліндр (ГЦ);
V1, V2 – золотникові розподільвачі з електричним керуванням; V3 – зворотний клапан; D – регульований гідро дросель



зменшеної швидкості задається регульованим гідравлічним дроселем. За напрямом руху штока встановлено два кінцевих вимикача електромеханічного типу – SQ1 (у середині траєкторії) та SQ2 (наприкінці руху). Стенд оснащений гідростанцією, яка містить електромагнітний пускач з саможивленням і двома кнопками SB1 – «пуск» та SB2 – «стоп» (на схемі не показані).

Спрацьовування кінцевих вимикачів відбувається за умови вмикання гідравлічної станції (натиснута кнопка SB1) та наявності пам'яті цієї події (за умови, що не натиснута кнопка SB2). Тому умови спрацьовування кінцевих вимикачів можуть бути записані, як:

$$SQ1 = V1 \cdot K1 \cdot T1; SQ2 = V1 \cdot K1 \cdot T2 \text{ – при прямому русі штока;}$$

$$SQ1 = \overline{V1} \cdot K1 \cdot T2; SQ2 = \overline{V1} \cdot K1 \cdot T1 \text{ – при зворотному русі штока;}$$

$V1 = 1$ – сигнал вмикання руху вперед; $T1, T2$ – сигнали тактової синхронізації; $K1 = (SB1 + K1) \cdot \overline{SB2}$ – сигнал пам'яті вмикання гідростанції.

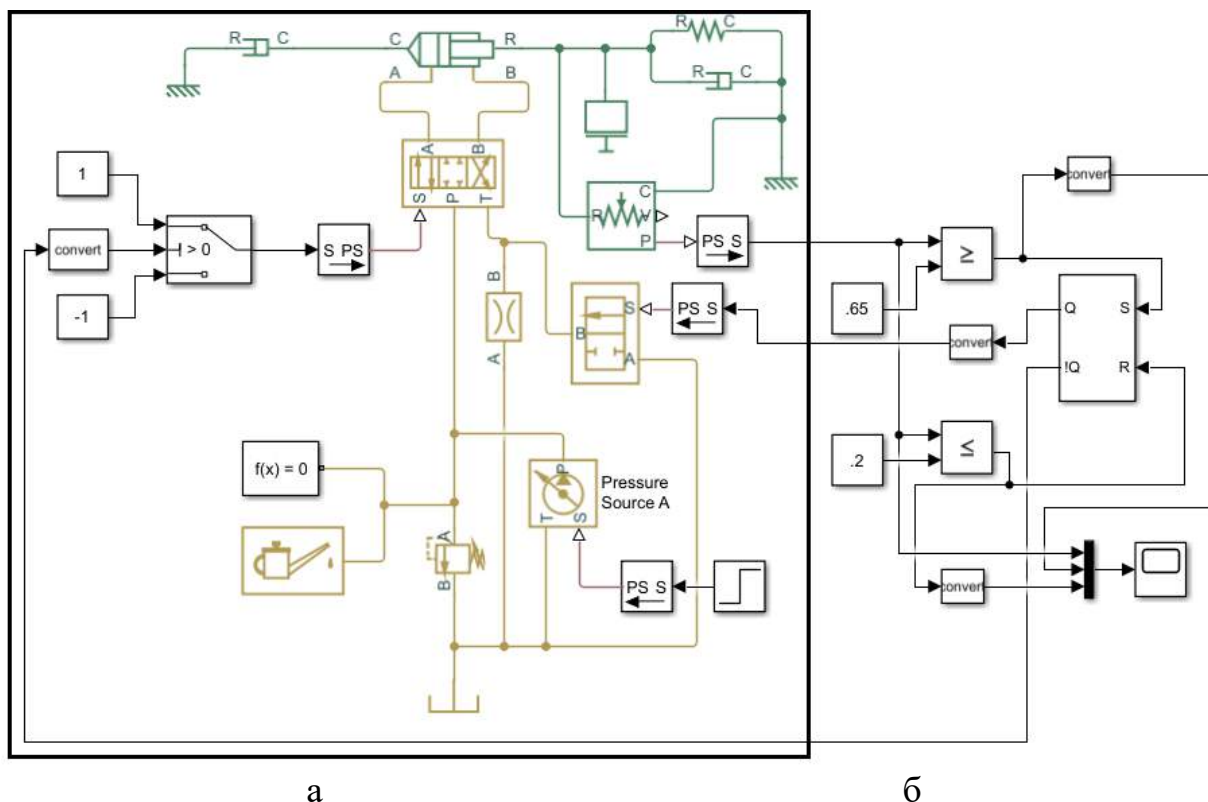


Рис. 2 – Модель базової гідравлічної системи (а); з моделлю цифрової системи керування (б) у середовищі MATLAB SIMSCAPE.

На рис. 2, а, наведена еквівалентна модель гідравлічного стенду, що створена у середовищі MATLAB SIMSCAPE та призначена для подальшої розробки системи керування гідравлічним обладнанням. Моделювання гідравлічних агрегатів виконане стандартними засобами САПР MATLAB, які безпосередньо описані у документації САПР з наведенням прикладів їх використання та розрахунку. Схема керування обладнанням розробляється за вимогами, що задані діаграмою швидкостей (рис. 3) та відповідними гідравлічними розрахункам, які проводяться з метою надання обладнанню певних швидкостей та зусиль переміщення виконавчих органів. Так,



найпростіша система керування яка функціонує за швидкісною діаграмою (рис. 3), може бути створена так, як показано на рис. 2, б.

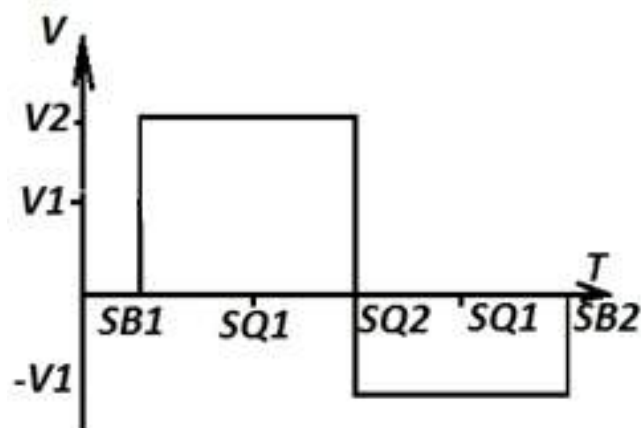


Рис. 3 – Діаграма швидкостей руху виконавчої ланки гідравлічного стенду: «швидко вперед, повільно назад»

На рис. 4 наведено часові діаграми роботи гідравлічного обладнання за вимогами швидкісної діаграми за рис. 3 в рамках нескінченного циклу роботи (до натиснення кнопки SB2 – «СТОП»).

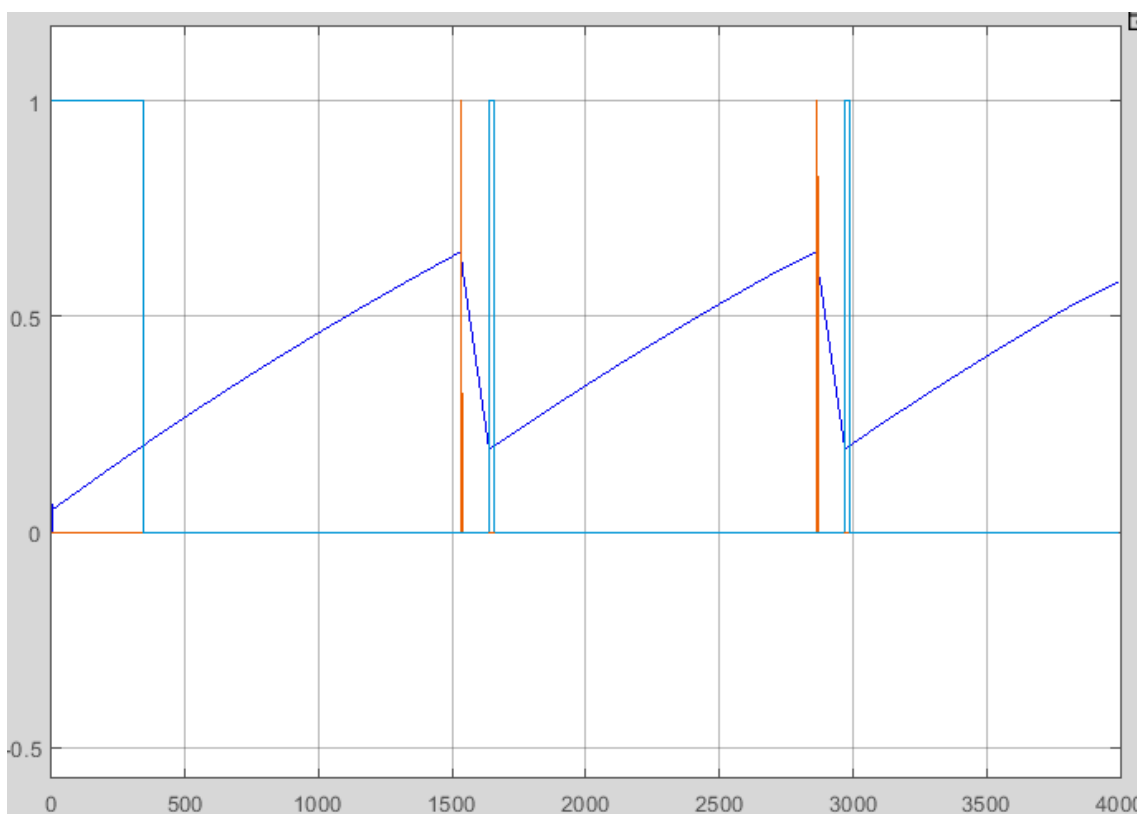


Рис. 4 – Часові діаграми роботи моделі гідравлічного стенду за умов задання діаграми швидкостей за рис. 3

У рамках проведеної роботи було розроблено модель гідравлічного обладнання, яка дозволяє покривати потреби моделювання гідравлічної системи та засобів керування нею в тому числі певною мірою в умовах Online навчання.