

О. О. КРАСНИКОВ, Ю. П. КУХТИН

АЕРОДИНАМІЧНА СТОРОНА ПРОБЛЕМИ ЗНИЖЕННЯ ВІБРОНАПРУЖЕНОСТІ ЛОПАТОК ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Розглянута аеродинамічна сторона проблеми підвищення вібронадійності лопаток осьового компресора. Чисельним шляхом визначені аеродинамічні навантаження, що діють на лопатки осьового компресора від следового й потенційного впливу сусідніх вінців. За результатами розрахунків проведений аналіз інтегральних і розподілених аеродинамічних навантажень на робочу лопатку в порівнюваних варіантах ступенів. Для отриманих розподілених навантажень полічені згібні напруги по стрижневій теорії.

Ключові слова: резонанс, вібронадійність, збудливі сили, робочі лопатки компресора, різнокроковий напрямний апарат.

A. KRASNIKOV, Y. KUKHTIN

AERODYNAMIC ASPECT OF THE PROBLEM RELATING TO THE REDUCTION OF THE VIBRATION STRAIN IN THE AXIAL COMPRESSOR BLADES OF THE GAS TURBINE ENGINE

Consideration was given to the design methods available in practice for an increase in the vibration reliability of the blades of axial compressor. The problem was formulated to show the possibility of the reduction of the strain in the blade nib by the control of the exciting aerodynamic forces. When it is impossible to eliminate the resonance completely and the measures taken to increase structural damping fail to give positive effect it is reasonable to make use of the possibility of the strain reduction by the control of the excitation source. Consideration was given to the aerodynamic aspect of the problem relating to an increase of the vibration reliability of the blades of axial compressor. The aerodynamic loads affecting the axial compressor blades ranging from the trace to potential effects of adjacent shrouds were determined numerically. The program package SUnFlow with the realized in it numerical integration of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations was used as an investigation tool. The high-pressure compressor stage containing 120 blades of the input guide unit, 83 operating blades and 104 blades of the guide system was used as a test object. The computations were done for the initial structure of the compressor stage and for the stage structure with embedded measures in the form of the variable-pitch input guide unit. Nonstationary computations of the options were done by including the three stage rings into the computation domain of total circumferences. Based on the obtained computation data, the integral and distributed loads onto operating blade were analyzed for comparable stage options. For the obtained distributed loads, the bend strains were calculated using the rod theory. Based on the obtained experimental data, the conclusion was made that the strains can be reduced in the blade nib by the control of the exciting aerodynamic forces.

Key words: resonance, vibration reliability, exciting forces, operating compressor blades and variable-pitch guide unit.

Вступ

Одним із основних факторів забезпечення конкурентоспроможності двигуна є збільшення його ресурсу. Більшість дефектів авіаційних двигунів пов'язані з дією змінних навантажень на робочі лопатки компресора і турбіни, тому підвищення динамічної міцності лопаток одна із найважливіших умов забезпечення надійності двигуна.

Кожен елемент конструкції, що має певні пружні та інерційні якості, здатний при малому початковому відхиленні від положення рівноваги, здійснювати гармонійні коливання з певною частотою, яка називається власною частотою коливань. Коли частота зовнішньої, впливаючої на цей елемент, сили співпадає з власною частотою, виникає резонанс. Джерелами періодичних збурень можуть виступати аеродинамічні сили або вібрації, що виникають внаслідок дисбалансу елементів конструкції, що передаються лопаткам через вал. Джерела другої групи виявляються вже на етапі фізичного експерименту готового виробу, із зростанням технологічної оснащеності виробництва вони створюють усе менш проблем.

Джерелом періодичних аеродинамічних сил, що діють на робочі лопатки являється – окружна неоднорідність набігаючого потоку газу. Ця неоднорідність, при її взаємодії з робітником, що обертається, колесом (РК), викликає дію аеродинаміч-

ної сили на робочі лопатки (РЛ) з частотами, обумовленими кількістю конструктивних елементів, розташованих в проточній частині вище і нижче по потоку (направляючі (НА) і соплові (СА) апарати, стойки і так далі).

На етапі проектування найважливіше значення грає правильний розрахунок основних частот власних коливань лопаток. Це дозволяє зробити правильний вибір кількості елементів проточної частини, що створюють періодичну нерівномірність потоку на найбільш тривалому режимі роботи двигуна. Повністю відбудуватися від резонансів на усіх режимах роботи неможливо. Робота при помірних резонансах, виявляється можливою завдяки тому, що в реальних конструкціях завжди є демпфуючі сили, що обмежують рівень коливань.

Разом з підвищенням рівня конструкційного демпфування, для зниження резонансної напруги, необхідно зменшувати амплітуду або змінювати частоту збудливої аеродинамічної сили.

У практиці доведення машин лопаток вже давно використовуються заходи, метою яких є зменшення збудливої дії нестационарного потоку на обтічні ім лопатки:

– установка НА і СА з нерегулярним окружним розподілом параметрів (різнокрокові, зі змінними значеннями кута установки), що дозволяє змістити основну збудливу частоту в область частот, відмінних від власної;

– нахил в окружному напрямі НА і СА, що дозволяє зменшити амплітуду збудливої сили;

– вибір осьової відстані між вінцями, що зменшує амплітуду сили в наслідок загасання, а також за рахунок зрушення фаз між аеродинамічними силами від дії закрючочного сліду і потенційного поля.

Всі ці заходи найчастіше проводяться на вже створених виробках та перевіряються за допомогою дорогого натурного експерименту. За винятком, мабуть, вибору осьового зазору між вінцями, в якому можна покладатися на емпіричний досвід. Але тут слід зазначити, що для трансзвукових ступенів осьових лопаткових машин емпірика, накопичена на ступенях дозвукових, може давати невірний результат.

З розвитком обчислювальної техніки та чисельних методів з'явилася цінна можливість за рахунок чисельних досліджень, скоротити витрати на фізичний експеримент, а відтак матеріальні та часові витрати.

Завдання чисельного дослідження аеропружної взаємодії лопаток компресора у системі «коло» надзвичайно складна. Це обумовлено наявністю аеропружної та механічної зв'язаності між лопатками. Взаємодія між лопатками через потік передбачає моделювання їх коливань, які супроводжуються деформацією. Облік деформацій вимагає застосування рухомих чисельних сіток, що у свою чергу тягне за собою значне зростання потрібних обчислювальних ресурсів.

Також рішення зв'язаної задачі (газ – тверде тіло) упирається в складність і невизначеність моделювання нелінійних властивостей розсіювання енергії при контактному терті, що вимагає додаткових емпіричних даних.

Виходячи з наявного рівня розвитку чисельних методів і обчислювальних ресурсів, що розташовуються, рішення задачі зниження вібронапруженості (аеропружних коливань) лопаток компресора в зв'язаній постановці застосовувати в практиці проєктних робіт не представляється можливим і вимагає розумних спрощень в підходах до рішень.

Мета роботи

Розглянути аеродинамічну сторону проблеми підвищення вібронадійності лопаток осьового компресора.

Чисельним шляхом визначити аеродинамічне навантаження лопаток ступеня компресора високого тиску.

Показати можливість зниження напруги в пері лопатки шляхом впливу на збудливі аеродинамічні сили.

Виклад основного матеріалу

Розглянемо лопатку, виходячи з теорії міцності, як консольний стержень змінного перерізу.

Тоді для визначення напруги від вигину, під дією статичної сили, можна використати рівняння вигину стержня [1], [2].

$$\sigma(r, \xi) = -\frac{M_{\xi}(r)}{J_{\xi}(r)} \eta_{\max}(r, \xi), \quad (1)$$

де $M_{\xi}(r)$ – момент, що вигинає, відносно осі мінімальної інерції Оξ поперечного перерізу на радіусі r ;

$J_{\xi}(r)$ – момент інерції переріза відносно осі Оξ на радіусі r ;

$\eta_{\max}(r, \xi)$ – відстань від осі до точки прикладення сили.

Таким чином, для правильної оцінки згінної напруги, від газових сил що діють на лопатку, необхідно розглядати проєкцію цих сил на напрям Оη, нормальне до осі мінімальної інерції Оξ, для кожного перерізу лопатки (рис. 1).

Мінімальний запас міцності безбандажних лопаток компресора найчастіше розташовується в перерізах близьких до кореневого. Тому завдання зниження згінної напруги, що виникає від дії змінних газових сил з першої згінної форми, є актуальним.

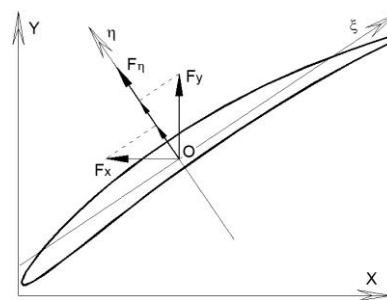


Рис. 1 – До визначення сили

Поле тиску, нерівномірно розподілене по поверхні пера лопатки компресора, є результатом взаємодії нерівномірності потоку, що набігає, і твердої поверхні цієї лопатки. Якщо цю поверхню розбити на довільну кількість елементарних майданчиків, то на кожен i -й майданчик діятиме елементарна сила F_i , яка для нескінченно малих майданчиків дорівнює статичному тиску P_i у центрі майданчика. Таким чином, розподілене по лопатці навантаження, представлене системою елементарних сил F_i , прикладених у центрах тяжкості кожної з ділянок. Відповідно до (1), для чисельної оцінки максимального згінного ефекту, необхідно аналізувати проєкції сил на напрямок, нормальний до осі мінімальної жорсткості – $F_{\eta i}$ (рис. 2).

Як інструмент дослідження використовувався програмний пакет *SUnFlow*, в якому реалізовано чисельне інтегрування середніх по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса (*URANS*), записаних у наближенні тонкого шару для циліндричної системи координат [3]. При розрахунку в'язких турбулентних течій основні рівняння збереження замикаються стандартною k - ϵ моделлю турбулентності Лаундера-Сполдінга.

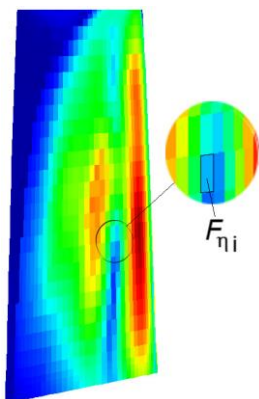


Рис. 2 – Поле елементарних сил на поверхні лопатки

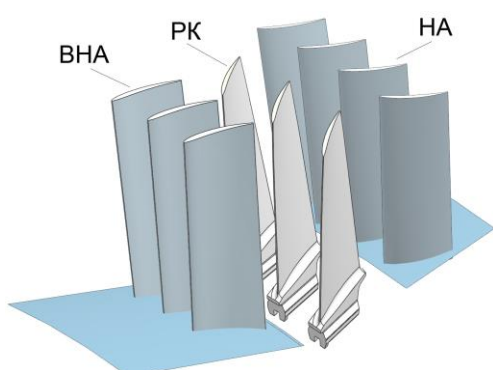


Рис. 3 – Об'єкт дослідження

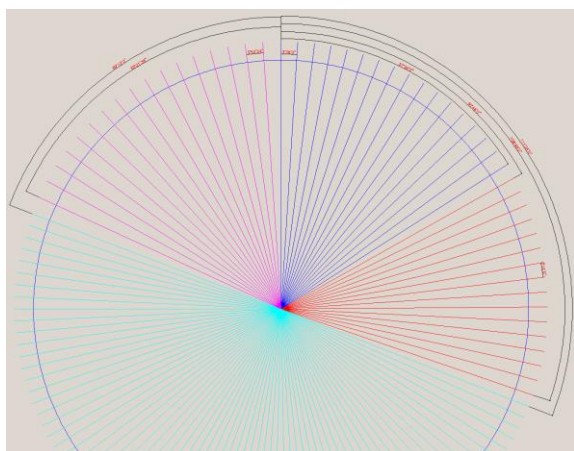


Рис. 4 – Різнокроковий ВНА

У пакеті реалізовано чисельну схему С. К. Годунова, що має 2-й порядок точності за простором. В'язкі компоненти апроксимуються центральними різницями.

Об'єктом для досліджень послужив ступінь компресора високого тиску, що містить 120 лопаток вхідного НА (ВНА), 83 робочі лопатки та 104 лопатки НА (рис. 3).

Розрахунки проводилися для двох варіантів геометрії ВНА:

1) з вихідним ЗНА, у якому лопатки встановлені з постійним кроком;

2) з ВНА, в якому лопатки з постійними кроками, відмінними від вихідного кроку, встановлені у чотирьох секторах (рис. 4).

У розрахункову область увійшли повні кола вінців із сіткою, що містить 9,2 млн. осередків для першого вінця, 5,7 млн. осередків – для другого та 6,3 млн. осередків – для третього.

На вхідній межі розрахункову область задавалися: повний тиск, повна температура і кути входу потоку. На вихідній – статичний тиск та умова радіальної рівноваги. На поверхні ковзання між вінцями забезпечувалася умова консервативності для конвективних та дифузійних потоків. Гранічні умови на твердих стінках, знаходження зсувних напруг, кінетичної енергії турбулентності (ТКЕ) і швидкості дисипації ТКЕ, визначалися з допомогою пристеночної функції.

Обговорення результатів

В процесі розрахунку миттєве поле розподілу збудливих сил по поверхні лопатки, із заданим часовим інтервалом, накопичувалося у зовнішній пам'яті протягом трьох обертів ротора. При цьому інтервал запису полів вибирався з умови неперевикнення тимчасового масштабу події, що аналізується.

На рис. 5 показана осцилограма інтегральної сили F_{η} на лопатку за один оборот ротора, для *варіанта 1* і *варіанта 2* $F_{\eta i}$.

За результатами Фур'є-аналізу сил отримано спектральні діаграми, представлені на рис. 6. Тут як аргумент взята величина, що визначає номер гармоніки,

$$n = f/f_n,$$

де f – частота досліджуваної функції, Гц;

f_n – частота обертання ротора, Гц.

Як видно з рис. 6 амплітуда інтегральної збудливої сили на частоті, пов'язаної з кількістю лопаток ВНА ($120f_n$), із застосуванням різношарового ВНА впала на 69 %. Але при цьому трохи зросли сили на частотах, обумовлених появою в різнокроковому варіанті 4-х секторів з кроками грат, відмінними від номінального у *варіанті 1* (рис. 5). Отримані результати дозволяють оцінити якість заміни апарата з рівномірним розподілом лопаток на різнокроковий апарат, припустивши при цьому зростання амплітуди сили на інших частотах, що збігаються з власними частотами лопатки.

Застосування різнокрокового ВНА дозволило шляхом впливу, розташоване вище за течією, джерело періодичних збурень знизити амплітуду збудливої сили. Надалі планується провести дослідження щодо зменшення потенційного обурення по 104-й гармоніці з боку, що стоїть нижче за течією, що спрямовує апарат (див. рис. 6).

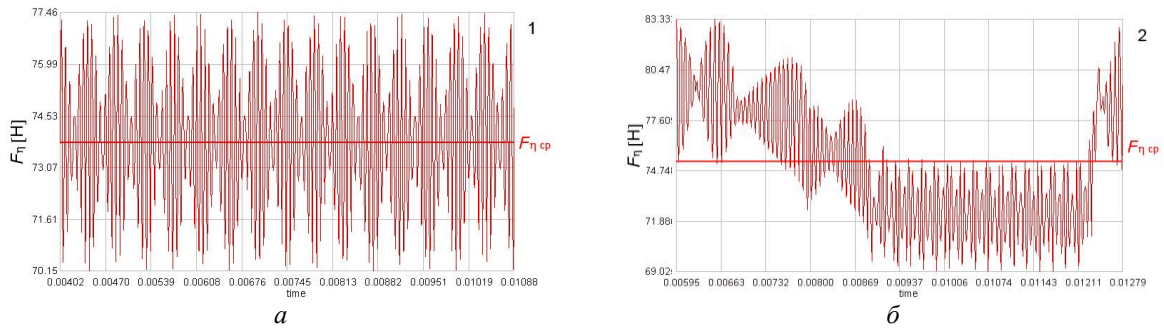


Рис. 5 – Пульсації інтегральної сили за один оборот ротора: *а* – варіант 1; *б* – варіант 2

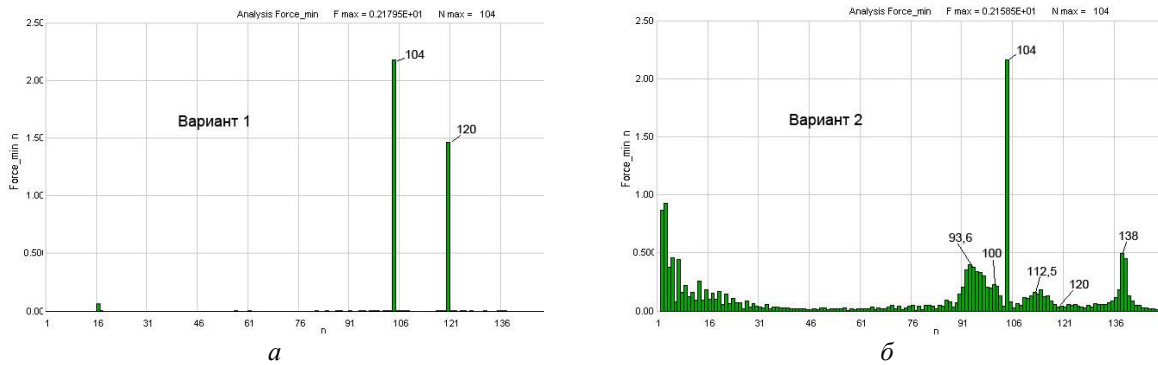


Рис. 6 – Спектрограми інтегральної сили F_{Γ} , доданої до лопатки: *а* – варіант 1; *б* – варіант 2

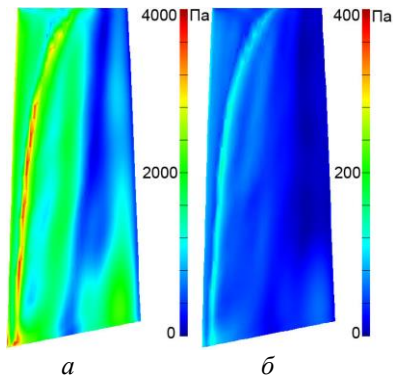


Рис. 7 – Розподіл амплітуди напруги F_{Ψ}/S по 120-й гармоніці:
а – варіант 1; *б* – варіант 2

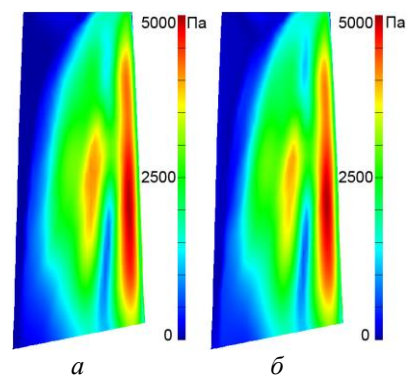


Рис. 8 – Розподіл амплітуди напруги F_{Ψ}/S по 104-й гармоніці:
а – варіант 1; *б* – варіант 2

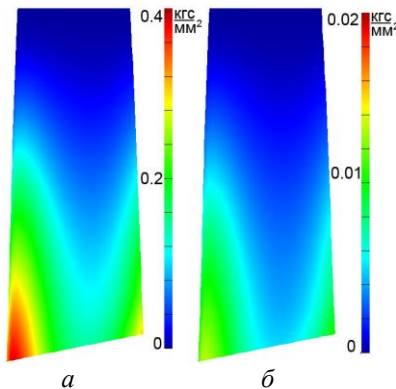


Рис. 9 – Поле нормальних напруг на поверхні тиску від вигину під дією динамічних сил по 120 гармоніці: *а* – варіант 1; *б* – варіант 2

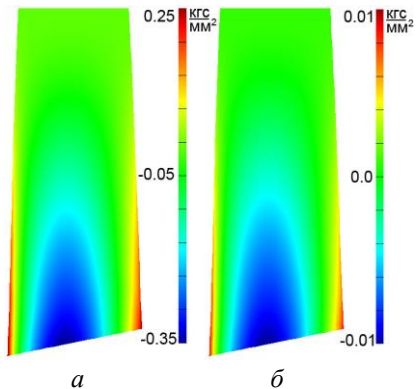


Рис. 10 – Поле нормальних напруг на поверхні розрядження від вигину під дією динамічних сил по 120 гармоніці: *а* – варіант 1; *б* – варіант 2

Для більш детальної картини розподілу нестационарних навантажень по перу лопатки зробимо Фур'є-аналіз поля елементарних сил $F_{\eta i}$. Результати аналізу представлені рис. 7. Тут у кольорі показано розподіл амплітуди напруг $F_{\eta i}/S_i$, які пульсують із частотою $f = 120f_n$, Гц, для двох варіантів розрахунку. Як видно з рис. 7 розподілена по перу лопатки динамічне навантаження у *варіанті 1* на порядок вище, ніж у *варіанті 2*. Як наслідок, повинні також впасти і напруження, що є результатом дії цих сил.

На рис. 8 представлені аналогічні поля розподілена динамічного навантаження, але пульсуючої з частотою $f = 104f_n$, Гц, що є результатом впливу НА, що стоїть нижче потоку. Як видно з рис. 8 вплив НА на навантаження робочої лопатки не змінилося по 104 гармоніці.

Використовуючи отримані поля амплітуди напруг $F_{\eta i}/S_i$ як розподілене по перу навантаження, можна за формулою (1) визначити напруги від згибну лопатки щодо місця закладення біля кореня. Розраховані за стрижневою теорією поля нормальної напруги σ , що виникають у лопатці від вигину під дією динамічних сил на частоті $f = 120f_n$, Гц наведені нижче. Розподіл напруги для двох варіантів на поверхні тиску показано на рис. 9, а для поверхні розрядження – на рис. 10. Максимальна напруга від згибу σ_{\max} на поверхні тиску знаходиться в районі вхідної кромки біля кореня лопатки, а на поверхні розрядження в районі максимальної товщини профілю лопатки біля кореня (табл. 1).

У табл. 1 наведено абсолютні значення сумарної динамічної сили на лопатку, максимальних напруг для двох варіантів геометрії ВНА, а також відносна різниця

$$\Delta = (\text{Var1} - \text{Var2})/\text{Var1}.$$

Таблиця 1 – Порівняння варіантів

Параметр	F_{η} , н	σ_{\max} (сторона тиску), кгс/мм ²	σ_{\max} (сторона розрядження), кгс/мм ²
Варіант 1	1,46	0,388	-0,354
Варіант 2	0,45	0,013	-0,012
Δ	69 %	97 %	97 %

За результатами тензометрування на двигуні для початкової геометрії ВНА (з рівним кроком) найбільший рівень напруги у переробній лопатці досягав $\sigma_v = 2,0$ кгс/мм², при резонансних коливаннях з кратністю $n = 120$ в діапазоні частот

обертання $f_n = 8370-8450$ об/хв. Після застосування різнокрокового ВНА рівень напруг вимірюваних на даній частоті впав нижче за поріг чутливості тензодатчиків.

При розрахунку згибних напруг із застосуванням спрощеної стрижневої теорії передбачається, що вони створені статичними силами. Ця напруга істотно менша за динамічні, що виникають при резонансних збуреннях лопатки.

Експериментально отримана напруга $\sigma_v = 2,0$ кгс/мм² всього лише в 5 разів вище за чисельний $\sigma_{\max} = 0,388$ кгс/мм². Можна зробити висновок про якісний збіг чисельних результатів із фізичними.

Висновки

Разом з підвищенням рівня конструкційного демпфування, для зниження резонансної напруги, необхідно зменшувати амплітуду або змінювати частоту збудливої аеродинамічної сили. Для правильної оцінки згибних напруг від газових сил, що діють на лопатку, необхідно аналізувати сили, прикладені по нормалі до осі мінімальної інерції лопатки.

Застосування різнокрокового ВНА дозволило знизити амплітуду сумарної збуджуючої сили на 69 %.

Отримане чисельним шляхом падіння максимальної напруги σ_{\max} на пере лопатки якісно співпало з результатами фізичного експерименту.

Список літератури

1. Дрейер, Г. Учение о прочности / Г. Дрейер. – Машиностроение, 1964. – 416 с.
2. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – Машиностроение, 1993. – 640 с.
3. Кухтін, Ю. П. Верифікація методу чисельного моделювання відривних течій газу / Ю. П. Кухтін, В. М. Лапотко, Г. І. Слинко // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: НАКУ «ХАИ», 2013. – Вып. 8(105). – С. 35–39. – ISSN 1727-7337 (print). – ISSN 2663-2217 (on-line).

References (transliterated)

1. Dreier, G. (1964), *Uchenie o prochnosti* [Strength doctrine], Mashinostroenie, 416 p.
2. Birger, I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B. (1993), *Rachet na prochnost detalej mashin* [Strength computation for machinery parts], Mashinostroenie, 640 p.
3. Kukhtin, Yu. P., Lapotko V. M., Slynko G. I. (2013), "Verifikaciya metoda chislenogo modelirovaniya otrivnyh techenij gaza [Verification of the method of numerical simulation of the separated gas flows]", *Aviaciyno-kosmichna tehnika i tehnologiya* [Aerospace technic and technology], Vol. 8(105), pp. 35–39, ISSN 1727-7337 (print), ISSN 2663-2217 (on-line).

Надійшла (received) 18.10.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Красников Олександр Олегович (Krasnikov Oleksandr) – ДП «Івченко-Прогрес» (SE Ivchenko-Progress), керівник групи відділу компресорів; м. Запоріжжя; тел.: (050) 486–99–98; e-mail: krasnikovao@ivchenko-progress.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1730-484X>.

Кухтін Юрій Петрович (Kukhtin Yuriy) – кандидат технічних наук, ДП «Івченко-Прогрес» (SE Ivchenko-Progress), провідний інженер бригади турбін; м. Запоріжжя; тел.: (066) 791–41–95; e-mail: 03504@Ivchenko-Progress.