

УДК 539.3

ОЦІНКА МІЦНОСТІ ДИСКА ВЕНТИЛЯТОРА ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ ЙОГО ТРІЩИНОСТІЙКОСТІ

П. П. Гонтаровський, канд. техн. наук
gontarpp@gmail.com
ORCID: 0000-0002-8503-0959

С. В. Угрімов, д-р техн. наук
sugrimov@ipmach.kharkov.ua
ORCID: 0000-0002-0846-4067

Н. В. Сметанкіна, д-р техн. наук
nsmetankina@ukr.net
ORCID: 0000-0001-9528-3741

Н. Г. Гармаш, канд. техн. наук
garm.nataly@gmail.com
ORCID: 0000-0002-4890-8152

І. І. Мележик, канд. техн. наук
melezhyk81@gmail.com
ORCID: 0000-0002-8968-5581

Т. В. Протасова, канд. техн. наук
tatyprotasova@gmail.com
ORCID: 0000-0003-1489-2081

Інститут енергетичних машин і систем
ім. А. М. Підгорного НАН України,
61046, Україна, м. Харків, вул. Комунальників, 2/10

Конкурентоспроможність й економічна ефективність авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) визначаються рівнем їх надійності й ресурсу. Одними із найбільш напружених елементів ГТД є диски. Відомо, що їх руйнування може привести до авіакатастрофи, а причинами цього можуть бути конструктивні, технологічні, експлуатаційні та інші фактори. Заданий рівень надійності повинен забезпечуватися впродовж всього часу експлуатації двигуна. У роботі проведено оцінку тріщиностійкості диска вентилятора ГТД за допомогою удосконаленої методики розрахунку розвитку тріщин у конструкціях при циклічному навантаженні, яка ґрунтується на визначенні розмахів пружно-пластичних деформацій методом скінченних елементів у районі вершини тріщини. Дослідження виконано для двох варіантів розрахункової схеми. У першому з них диск розглядається із урахуванням замкових з'єднань хвостовиків лопаток, які контактують із зубцями диска. Вони моделюються шаром із ортотропними властивостями матеріалу. Для другого варіанта розрахункової схеми замкові з'єднання не включалися до моделі, а навантаження прикладалося до обода диска. При цьому бралася до уваги навантаження відцентрових сил від замкового з'єднання. Установлено, що ступінь диска більш напружена, ніж обід. Характер руйнування диска ГТД зі сторони ступиці і обода різний, що пояснюється зміною окружних напружень у напрямку глибини тріщини. Зрушення тріщини під час руйнування диска в ободі відбувається в радіальному напрямку, а у ступиці – в осьовому. Результати проведених досліджень дозволять підвищити строк надійної експлуатації літальних апаратів, зменшити витрати і час їх розробки, а також сприятимуть підвищенню безпеки при виконанні цивільних і бойових завдань.

Ключові слова: тріщиностійкість, напружено-деформований стан, метод скінченних елементів, міцність, надійність.

Вступ

Завдяки тому, що газотурбінні двигуни забезпечують високу ефективність, надійність і потужність у широкому діапазоні експлуатаційних умов, вони вважаються ключовими елементами сучасної авіаційної та енергетичної техніки. Одними із найбільш важливих їх компонентів є вентиляторні диски, що працюють в умовах значних механічних навантажень і циклічних режимів роботи. Необхідною умовою надійності й стабільної роботи двигуна в цілому є забезпечення їхньої міцності й довговічності при складних експлуатаційних режимах.

Зростаючі вимоги до економічності, екологічності й ресурсу газотурбінних установок вимагають нових підходів до конструювання, моделювання й оцінки міцності вентиляторних дисків. Особливу увагу науковці [1, 2] приділяють аналізу напружено-деформованого стану, впливу геометричних параметрів, матеріалів і технологій виготовлення на експлуатаційні характеристики, а також розробці засобів удосконалення [3] і підвищення надійності газотурбінних двигунів (ГТД). Одними із найбільш загрозливих дефектів, що впливають на безпеку експлуатації і потребують всебічного дослідження, є тріщини, зміна розмірів яких при обертанні, а також змінний контакт їхніх берегів призводять до руйнування й виникнення аварійних ситуацій. Саме тому значна кількість наукових праць присвячена аналізу процесів утворення й поширення тріщин [4, 5].

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.
© П. П. Гонтаровський, С. В. Угрімов, Н. В. Сметанкіна, Н. Г. Гармаш, І. І. Мележик, Т. В. Протасова, 2025

У даній роботі проведено оцінку міцності вентиляторних дисків газотурбінних двигунів на основі аналізу їх тріщиностійкості з урахуванням сучасних експлуатаційних умов, а також надано рекомендації щодо підвищення їх ресурсу й надійності.

Постановка задачі

За допомогою удосконаленої методики оцінки напружено-деформованого стану і тріщиностійкості елементів конструкцій [6, 7] проведено оцінку міцності вентилятора ГТД типу Д-18Т [8], виготовленого з титанового сплаву ВТ3-1.

Наведемо фізичні властивості титанового сплаву [9]: густина $\rho=4,5 \text{ г/см}^3$; модуль пружності $E=1,15 \times 10^5 \text{ МПа}$; коефіцієнт Пуассона $\nu=0,3$. Коефіцієнти закону Гука для ізотропного пружного матеріалу через фізичні константи визначаються за формулами

$$A_{11} = \frac{E \cdot (1 - \nu)}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} = 154808 \text{ МПа}; \quad A_{12} = \frac{E \cdot \nu}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} = 66346 \text{ МПа}; \quad A_{44} = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} = 45100 \text{ МПа}.$$

Вентилятор ГТД має 33 лопатки з ялинковими хвостовиками із трьома зубцями. Довжина пера лопаток складає близько 86,2 см, довжина хвостовика – 3,5 см.

Для визначення напружено-деформованого стану диска розглянемо два варіанти розрахункової схеми. У першому з них диск розглядається з урахуванням шару замкових з'єднань. Замкові з'єднання хвостовиків лопаток, які контактують із зубцями диска, моделюються шаром із ортотропними властивостями матеріалу. Відцентрові зусилля від пера лопатки P_b передаються на хвостовики, які, у свою чергу, через контактні взаємодії із зубцями диска (рис. 1) навантажують обід диска разом із відцентровими силами хвостовиків і зубців диска.

Зусилля від пера лопаток, які впливають на ортотропний шар замкових з'єднань, розподіляються рівномірно по циліндричній поверхні з радіусом $r_b=0,385 \text{ м}$ і твірною довжиною $l=0,25 \text{ м}$, площа якої складає $2\pi \cdot 0,385 \cdot 0,25 = 0,60476 \text{ м}^2$. Відцентрову силу пера лопатки приймемо рівною 1,8326 МН. Таким чином, радіальні напруження σ_r на шар замкових з'єднань від пера 33-х лопаток складають

$$\sigma_r = \frac{1,8326 \cdot 33}{2\pi \cdot 0,385 \cdot 0,25} = 100 \text{ МПа}.$$

Зазорами між зубцями хвостовиків і диска можна знехтувати, тому питома вага ортотропного шару замкових з'єднань приймається такою, як і матеріалу диска (титановий сплав ВТ3-1).

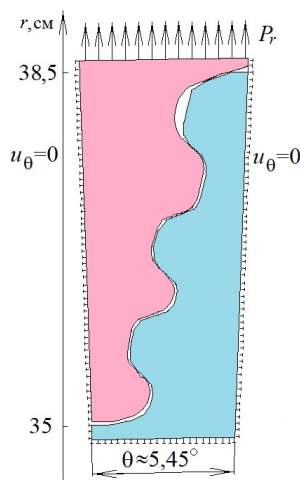


Рис. 1. Схема ялинкового замкового з'єднання лопаток із диском

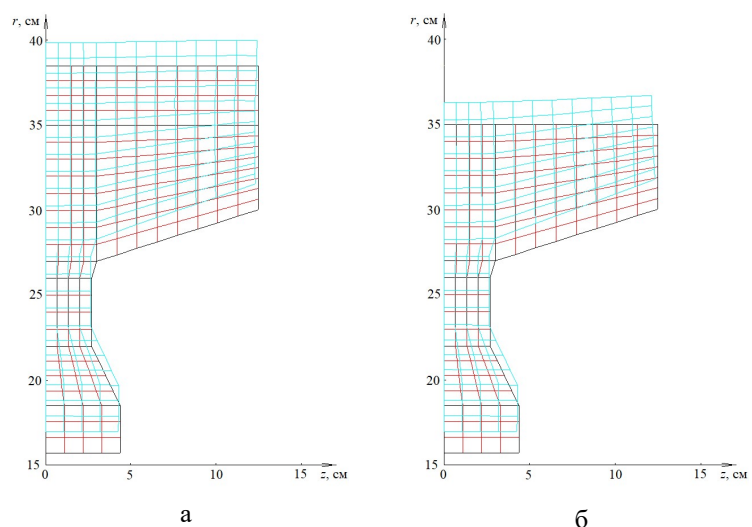


Рис. 2. Меридіональний переріз диска з дискретизацією на скінченні елементи:

а – перший варіант розрахункової схеми;
б – другий варіант розрахункової схеми

Пружні властивості ортотропного шару замкових з'єднань у радіальному r і осьовому z напрямках A_{11} і A_{22} приймаються приблизно в два рази меншими порівняно з матеріалом ВТЗ-1, оскільки площа зубців хвостовика і диска майже однакова. В окружному напрямку шар замкових з'єднань навантажується несуттєво. Із цих міркувань пружні ортотропні властивості замкового з'єднання приймемо наступними: $A_{11}=80000$ МПа; $A_{12}=3000$ МПа; $A_{44}=4000$ МПа; $A_{22}=70000$ МПа; $A_{33}=1000$ МПа; $A_{13}=A_{23}=100$ МПа.

На рис. 2. зображено меридіональний переріз диска з дискретизацією на скінченні елементи, а також деформований стан диска, де переміщення збільшені в 10 разів.

Для другого варіанта розрахункової схеми не враховуємо замкові з'єднання, а навантаження прикладаємо до обода диска на радіусі $r=0,35$ м. При цьому до навантаження від лопаток додається навантаження відцентрових сил від замкового з'єднання 27,5 МПа. Швидкість обертання диска складає 628 рад/с=6000 об/хв. Таким чином, радіальне навантаження на радіусі $r=0,35$ м буде рівним 137 МПа. Перший варіант розрахункової схеми є більш точним, оскільки враховується додаткова жорсткість на згин у меридіональній площині зубців обода диска.

Метою дослідження є оцінка тріщиностійкості диска при наявності осьової подряпини між двома сусідніми зубцями глибиною 0,15 см і довжиною 9,5 см при віднульовому циклічному навантаженні, що відповідає періоду від зльоту до посадки літака.

Радіально-осьова тріщина в ободі диска розвивається згідно з діаграмою втомного крихкого руйнування з використанням коефіцієнта інтенсивності напружень у вершинах (позначені «+» і «-») напівеліптичної поверхневої тріщини (рис. 3). Коефіцієнт інтенсивності напружень при максимальному навантаженні в циклі визначається за методикою А. В. Овчинникова [10].

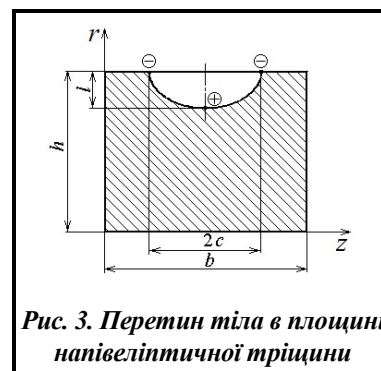


Рис. 3. Перетин тіла в площині напівеліптичної тріщини

Розрахунок тріщиностійкості диска ГТД

Для розрахунку кінетики радіально-осьової тріщини в ободі диска ГТД спочатку методом скінченних елементів визначаємо напружено-деформований стан диска в осесиметричній постановці [6, 7] для обох варіантів розрахункових схем із метою порівняння результатів.

Розподіл радіальних σ_r , осьових σ_z і окружних σ_θ напружень, а також інтенсивності напружень σ_i для першого варіанта розрахункової схеми наведено на рис. 4–7.

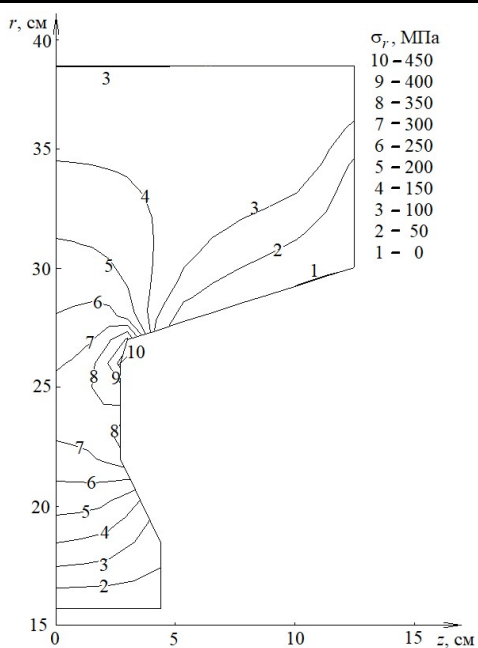


Рис. 4. Розподіл радіальних напружень σ_r для першого варіанта розрахункової схеми

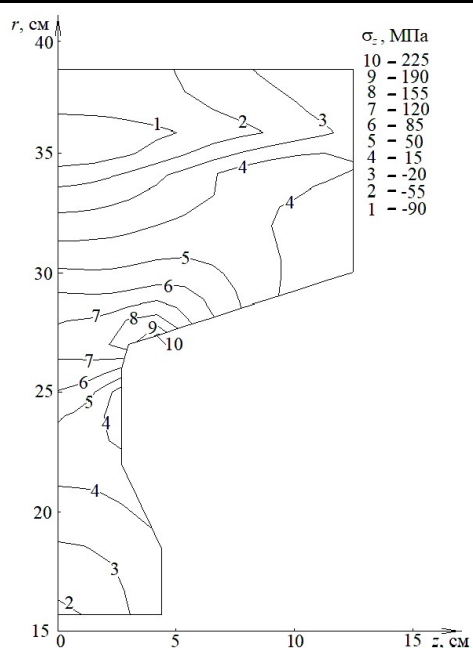


Рис. 5. Розподіл осьових напружень σ_z для першого варіанта розрахункової схеми

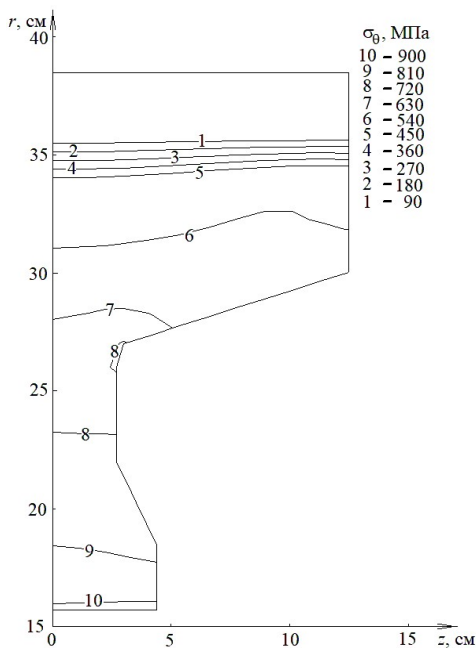


Рис. 6. Розподіл окружних напружень σ_θ для першого варіанта розрахункової схеми

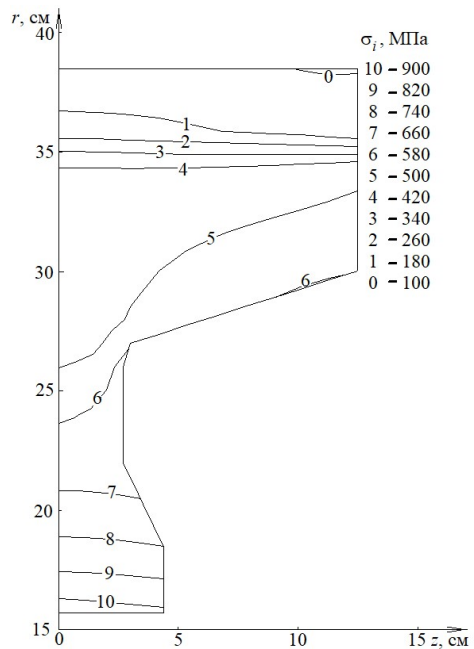


Рис. 7. Розподіл інтенсивності напружень σ_I для першого варіанта розрахункової схеми

Таблиця 1. Напруження $\sigma_\theta(x)$ в ободі диска

σ_r , МПа	z , см	x , см								
		0	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5
		σ_θ , МПа								
100	0	434,00	447,3	473,8	500,2	527,4	556,0	586,5	618,0	647,9
	3,594	457,05	467,6	488,7	510,4	533,1	557,5	584,9	616,5	672,1
137	0	365,75	385,2	424,1	462,8	501,6	541,3	581,8	621,3	656,2
	3,594	401,90	418,4	451,4	485,1	519,7	556,1	595,9	640,5	715,9

Для розрахунку коефіцієнта інтенсивності напружень K_I за методом А. В. Овчинникова [10] розглядається область обода диска у вигляді прямокутника розміром 8 см×25 см. При цьому зміна напружень σ_θ враховується лише в радіальному напрямку. Оскільки реально вони змінюються також і в осьовому напрямку, розглядатимемо напруження по серединній площині диска, а також на п'ятому ряду скінченних елементів при $z=3,594$ см (рис. 2), що і буде ураховувати усередненні значення $\sigma_\theta(r)$.

Значення напружень $\sigma_\theta(r)$ для розрахунку кінетики тріщин в ободі диска наведені в табл. 1, де $x=38,5$ см – r см.

Швидкість розвитку поверхневої напівеліптичної тріщини $\frac{dl}{dN}$ при циклічному навантаженні в матеріалі ВТЗ-1 описується рівнянням Періса [6, 7]

$$\frac{dl}{dN} = 2 \cdot 10^{-10} \cdot K_I^{2,2},$$

де K_I – коефіцієнт інтенсивності напружень у вершині тріщини, МПа $\sqrt{\text{м}}$; N – кількість циклів навантаження.

При досягненні коефіцієнтом інтенсивності напружень рівня $K_I=K_{IC}=250$ МПа $\sqrt{\text{м}}$ здійснюватиметься руйнування диска (долон).

Результати розрахунків тріщиностійкості диска при початкових параметрах напівеліптичної тріщини $l_0=0,15$ см, $c_0=9,5$ см надані в табл. 2.

У таблиці $l_{\max}$, $c_{\max}$ – параметри тріщиностійкості в момент руйнування диска; $N_{\max}$ – кількість циклів навантаження в момент руйнування диска; K_I^+ , K_I^- – значення коефіцієнтів інтенсивності напружень у момент руйнування в точках «+» та «-» відповідно (рис. 3), в яких визначаються максимальні розміри тріщин $l_{\max}$, $c_{\max}$. Результати для $\sigma_r=100$ МПа, $z=3,594$ см можна вважати більш точними, тому що вони враховують жорсткість на згин замкових з'єднань і усереднені окружні напруження по ширині обода.

Таблиця 2. Параметри тріщиностійкості обода диска в момент руйнування

σ_r , МПа	z , см	$l_{\max}$, см	$c_{\max}$, см	$N_{\max}$, цикли	K_I^+ , МПа $\sqrt{м}$	K_I^- , МПа $\sqrt{м}$
100	0	3,85	10,4	7580	250	180
	3,594	3,75	10,3	6800	250	180
137	0	4,20	10,4	10800	250	178
	3,594	4,00	10,4	8860	250	178

Таблиця 3. Значення окружних напружень σ_θ в ступиці диска

σ_r , МПа	x , см							
	0	0,4667	1,40	2,3333	3,2375	4,1125	4,9875	5,8625
	σ_θ , МПа							
100	915,45	894,0	851,1	815,3	787,5	768,4	755,2	743,9
137	919,25	897,7	854,6	818,7	790,7	771,5	758,3	746,9

Таблиця 4. Параметри тріщиностійкості ступиці диска в момент руйнування

σ_r , МПа	$l_{\max}$, см	$c_{\max}$, см	$N_{\max}$, цикли	K_I^+ , МПа $\sqrt{м}$	K_I^- , МПа $\sqrt{м}$
100	1,725	2,464	2826	202	250
137	1,720	2,360	2800	202	250

Одержані окружні напруження в серединній площині диска занижені внаслідок значної податливості обода в площині rz , тому вони дають завищені значення кількості циклів до руйнування.

Ступиця диска є більш напруженою, ніж обід. Для неї було виконано розрахунки кінетики тріщини, яка розвивалася із забоїни у вигляді напівеліптичної тріщини з напівосями $l_0=0,1$ см, $c_0=0,5$ см із внутрішньої циліндричної поверхні.

Властивості матеріалу і кінетична діаграма приймалися такими ж, як і для обода диска. Окружні напруження усереднювалися по товщині ступиці. Їх значення для обох варіантів розрахункової схеми наведені в табл. 3.

Результати розрахунків кінетики напівеліптичної тріщини у ступиці диска надані в табл. 4. На рис. 8 наведена залежність глибини тріщини l від кількості циклів до руйнування N : пунктирною лінію позначено результат для першого варіанта розрахункової схеми, суцільною – для другого варіанта розрахункової схеми.

Слід відмітити, що у ступиці диска для обох розрахункових схем одержано близькі результати як по значеннях окружних напружень, так і по кількості циклів до руйнування. У процесі росту тріщини в глибину x напруження σ_θ в ободі підвищувалися, а у ступиці – знижувалися. Руйнування диска в ободі виникали в точці $l_{\max}$, тоді як в ступиці – у точці $c_{\max}$.

Оскільки достовірні дані по облопачуванню диска відсутні, проведено розрахункові дослідження для випадків, коли значення відцентрової сили від пера лопаток на 10 % менше і на 10 % більше від прийнятого. При цьому навантаження від пера лопаток на циліндричну поверхню при $r=38,5$ см не може перевищувати 110 МПа, оскільки при більшому навантаженні у ступиці будуть мати місце пластичні деформації. Проведено розрахунки для варіантів навантаження $\sigma_r=90$ МПа і $\sigma_r=110$ МПа на радіусі 38,5 см, а також для $\sigma_r=126$ МПа і $\sigma_r=146$ МПа на радіусі 35 см без замкових з'єднань.

Одержані значення напружень $\sigma_\theta(x)$ для розрахунку кінетики тріщин в ободі наведені в табл. 5.

Результати розрахунків тріщиностійкості обода диска при значеннях відцентрових сил облопачення, нижчих і вищих за прийняті, наведені в табл. 6.

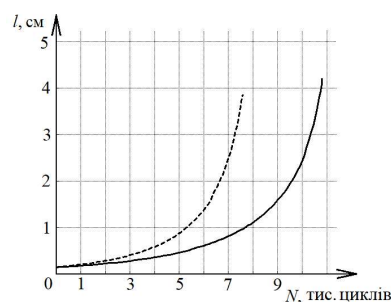


Рис. 8. Залежність глибини тріщини l в ободі диска від кількості циклів N
(пунктирною лінію позначено результат для першої розрахункової схеми, суцільною – для другого)

Значення окружних напружень $\sigma_\theta(x)$ у ступиці диска при значеннях відцентрових сил облопачення, нижчих і вищих за прийняті, для обох варіантів розрахункових схем надані в табл. 7.

Результати розрахунків тріщиностійкості ступиці диска при значеннях відцентрових сил облопачення, нижчих і вищих за прийняті, наведені в табл. 8.

Розрахункові дослідження тріщиностійкості для значень відцентрових сил на 10% менших і на 10% більших від прийнятого показали, що кількість циклів до руйнування збільшується і зменшується приблизно на 15% відповідно.

Таблиця 5. Значення напружень $\sigma_\theta(x)$ в ободі

σ_r , МПа	z , см	x , см								
		0	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5
		σ_θ , МПа								
90	0	406,30	418,8	443,8	408,6	494,6	521	549,6	579,2	607,3
	3,594	427,80	437,7	457,6	478,6	499,3	522,3	548,0	577,6	629,6
110	0	461,65	475,7	503,8	531,9	560,7	591,1	623,4	656,9	688,6
	3,594	486,35	497,5	519,8	542,7	566,8	592,7	621,8	655,4	714,7
126	0	343,20	361,5	398,1	434,3	470,8	508,0	545,9	583,0	615,7
	3,594	377,00	392,5	423,5	455,0	487,5	521,7	558,9	600,8	671,2
146	0	338,10	408,8	450,2	491,2	532,5	574,7	617,7	659,6	696,6
	3,594	426,75	444,3	479	515,1	551,9	590,6	632,8	680,3	760,6

Таблиця 6. Параметри тріщиностійкості обода диска в момент руйнування при різних рівнях відцентрових сил облопачення

σ_r , МПа	z , см	$l_{\max}$, см	$c_{\max}$, см	$N_{\max}$, цикли	K_I^+ , МПа $\sqrt{м}$	K_I^- , МПа $\sqrt{м}$
90	0	4,10	10,5	8840	250	186
	3,594	4,02	10,5	7960	250	190
110	0	3,61	10,2	6540	250	174
	3,594	3,50	10,2	5860	250	174
126	0	4,43	10,6	12540	250	183
	3,594	4,23	10,5	10320	250	184
146	0	3,98	10,4	9420	250	174
	3,594	3,77	10,3	7700	250	174

Таблиця 7. Значення окружних напружень $\sigma_\theta(x)$ у ступиці диска при різних значеннях відцентрових сил облопачення для обох варіантів розрахункових схем

r , см	σ_r , МПа	x , см							
		0	0,4667	1,40	2,3333	3,2375	4,1125	4,9875	5,8625
		σ_θ , МПа							
38,5	90	860,1	839,9	799,5	765,8	739,6	721,5	708,9	698,1
	110	970,8	948,1	851,1	815,3	787,5	768,4	755,2	743,9
35,0	126	864,6	844,3	854,6	769,9	743,5	725,3	712,7	701,9
	146	973,8	951,0	905,4	867,5	838,0	817,7	803,8	792,0

Таблиця 8. Параметри тріщиностійкості ступиці диска в момент руйнування при різних рівнях відцентрових сил облопачення

σ_r , МПа	$l_{\max}$, см	$c_{\max}$, см	$N_{\max}$, цикли	K_I^+ , МПа $\sqrt{м}$	K_I^- , МПа $\sqrt{м}$
90	1,79	2,46	3280	201	250
110	1,66	2,27	2440	204	250
126	1,78	2,45	3200	200	250
146	1,66	2,26	2420	204	250

Висновки

При дослідженні тріщиностійкості диска вентилятора ГТД розглянуто два варіанти розрахункових схем із різним характером урахування передачі зусиль від пера лопатки до диска. У першій

схемі передача зусиль моделюється шаром із урахуванням замкових з'єднань, у другій – замкові з'єднання не беруться до уваги, а навантаження рівномірно розподіляються по ободу диска.

При дослідженні тріщиностійкості диска вентилятора ГТД розглянуто два варіанти розрахункових схем: коли радіальне навантаження відриву лопатки рівномірно розподілене по циліндричній поверхні на $r=38,5$ см і без урахування замкових з'єднань, навантаження при цьому прикладене на $r=35$ см.

Більш точними слід вважати результати, отримані при розрахунках із урахуванням замкових з'єднань при усереднених напруженнях σ_θ по ширині обода, оскільки при цьому в площині rz до загальної жорсткості включається жорсткість на згин зубців замкових з'єднань.

Суттєві уточнення результатів при розрахунку тріщиностійкості обода диска дозволяють одержати усереднення окружних напружень по ширині обода. У ступиці небезпечними є виникнення навіть незначних дефектів поверхні у вигляді подряпин чи забоїн.

Характер руйнування диска ГТД зі сторони ступиці і обода різний, що пояснюється зміною окружних напружень у напрямку глибини тріщини. Зрушення тріщини під час руйнування диска в ободі відбувається в радіальному напрямку, а у ступиці – в осовому.

Проведено розрахункові дослідження кінетики тріщини для випадків, коли значення відцентрової сили від пера лопаток на 10 % менше і на 10 % більше від прийнятого. Результати показали, що кількість циклів до руйнування змінюється приблизно на 15 % (збільшується у першому випадку і зменшується у другому).

Аналіз тріщиностійкості вентиляторних дисків газотурбінних двигунів для різних випадків навантаження довів, що наявність і розвиток тріщини суттєво впливає на кількість циклів до руйнування, тому для забезпечення надійної роботи і своєчасного виявлення тріщин необхідне проведення міжремонтних контролів в ободі щонайменше через кожні 1 тис., а в ступиці – через 2 тис. циклів польоту.

Фінансування

Результати цієї статті частково отримано у рамках виконання НДР за Цільовою науково-технічною програмою оборонних досліджень НАН України на 2025–2029 рр., код програмної класифікації видатків (КПКВК) 6541230 (прикладні дослідження).

Література

1. Мясягін В. І., Григоренко А. М., Конох К. М., Хахалкіна О. А. Визначення факторів, які знижують показники надійності дисків ГТД та розробка заходів по їх підвищенню. *Системи управління, навігації та зв'язку*. 2021. Т. 3. № 65. С. 50–55. <https://doi.org/10.26906/SUNZ.2021.3.050>.
2. Товкач С. Адаптивні кінематичні структури до побудови конструкції авіаційного газотурбінного двигуна. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2025. № 4 sup 1. С. 157–162. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.4sup1.20>.
3. Кваша Ю. О., Зіневич Н. А. Аеродинамічне вдосконалення вентилятора авіаційного газотурбінного двигуна. *Технічна механіка*. 2021. № 3. С. 23–29. <https://doi.org/10.15407/itm2021.03.023>.
4. Orenes Moreno B., Bessone A., Solazzi S., Vanti F., Bagnera F., Riva A., Botto D. Linear elastic fracture mechanics assessment of a gas turbine vane. *Materials*. 2022. Vol. 15. Iss. 13. Article 4694. <https://doi.org/10.3390/ma15134694>.
5. Leonel E. D., Venturini W. S. Probabilistic fatigue crack growth using BEM and reliability algorithms. *Boundary Elements and Other Mesh Reduction Methods XXXIII*. 2011. Vol. 52. P. 3–14. <https://doi.org/10.2495/BE110011>.
6. Hontarovskiy P. P., Smetankina N. V., Garmash N. H., Melezhyk I. I. Analysis of crack growth in the wall of an electrolyser compartment. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy mashynobuduvannia*. 2020. Vol. 23. No. 4. P. 38–44. <https://doi.org/10.15407/pmashch2020.04.038>.
7. Hontarovskiy P. P., Smetankina N. V., Ugrimov S. V., Harmash N. H., Melezhyk I. I. Simulation of the crack resistance of ion-exchange strengthened silicate glass subject to bending strain. *International Applied Mechanics*. 2022. Vol. 58. Iss. 6. P. 715–724. <https://doi.org/10.1007/s10778-023-01195-0>.
8. Турбореактивный двоконтурный авиационный двигатель Д-18Т серии 3. АТ «Мотор Січ»: офіційний сайт. 2025. <https://motorsich.com/ukr/products/aircraft/tde/d-18t/>.
9. Характеристика материала ВТЗ-1. Марочник стали и сплавов [електронний ресурс]. <https://www.splav-kharkov.com/main.php>.
10. Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки: СОУ- Н МЕН 40.1–21677681– 52:2011 / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, Ю. І. Матюхін, І. І. Мележик, О. В. Пожидаєв. Київ: ОЕП «ГРІФРЕ»: М-во енергетики та вугільної пром-сті України, 2011. 42 с.

Надійшла до редакції 22.11.2025