

УДК 629.7.083.

КОРИТЬКО О.І., провідний науковий співробітник, кандидат технічних наук,
доцент, старший науковий співробітник

ЛОБУНЬКО О.П., начальник науково-дослідного відділу, кандидат технічних наук,
старший науковий співробітник

ШУЛЬГІН А.А., ад'юнкт

СУЧАСНІ МОЖЛИВОСТІ ТА УМОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОДОВЖЕННЯ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ ОСНОВНИХ І РЕСУРСОЛІМІТУЮЧИХ ДЕТАЛЕЙ АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ

У статті досліджені можливості втілення стратегії моніторингу виробтку ресурсу за кожний реальний польотний цикл винищувача

Ключові слова: ресурс, пошкодженість, основні деталі, напружено-деформований стан, польотний цикл

Розробники аерокосмічної техніки при встановленні та прогнозуванні ресурсу прагнуть спиратися на існуючі базові експерименти, але питання прогнозу ресурсу на основі використання математичних моделей граничного стану в зоні руйнування дуже актуальне та активно запроваджується в останні роки.

Ресурс авіаційних двигунів призначається в годинах загального напрацювання та в кількості польотів (циклів). Умови роботи двигунів характеризуються значною циклічністю навантаження пов'язаною із запусками, зупинками і змінами режимів роботи в процесі польоту. Циклічність навантаження є основним обмежувачем ресурсу високонавантажених елементів двигуна, таких як диски компресорів і турбін, лопатки турбін і тому подібне. Визначальна роль циклічності навантаження в обмеженні ресурсу підкреслює важливість вивчення і розробки методів підвищення малоциклової довговічності деталей і вузлів двигунів [1...4].

До числа особливо критичних основних деталей, які обмежують ресурс усього АЛ-31Ф по циклічній довговічності, відносяться диски турбіни високого тиску. Для конструкції турбіни найважливішими параметрами, що визначають її технічні і економічні характеристики, являються встановлені ресурсні показники (призначений, до першого капітального ремонту, міжремонтний), що обчислюються, зазвичай, в годинах або циклах. У відношенні до процесів, що протікають в часі, наприклад такі, як опір повзучості критерієм якого є (час до руйнування за певного напруження (t_p) і малоциклової втоми (МЦВ) критерієм якої є кількість циклів до руйнування (N_p), обумовлені певні методичні і кількісні вимоги по довговічності деталей ГТД. Для дисків турбін такими є нормування коефіцієнтів

запасу довготривалій міцності (K_t) і малоцикловій втоми (по числу циклів K_N), що приведені в табл. 1.

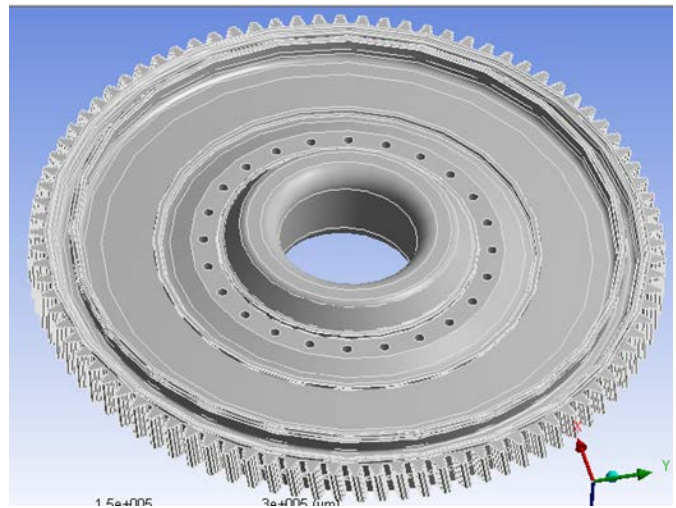
Таблиця 1

Деталь	Механізм пошкодження	Критерій	Нормований запас [10]
Диски турбіни	Повзучість	t_p	$K_t \geq 8$
	МЦВ	N_p	$K_N \geq 5$

Диски (рис. 1.а,б) є одними з найбільш навантажених елементів теплових машин і представляють максимальну потенційну небезпеку з точки зору вторинних руйнувань елементів конструкції як самих виробів, так і літальних апаратів (наприклад, згідно [5], більш ніж в 60% випадках руйнування дисків



а) натурна деталь



б) геометрична модель диска турбіни високого тиску

Рис. 1. Диск турбіни високого тиску

не локалізуються всередині двигунів). До причин руйнування дисків слід віднести: конструктивні, технологічні, експлуатаційні[6].

Нині режими для еквівалентно-циклічних випробувань високонавантажених деталей призначають за методикою, що враховує спільний вплив малоциклової втоми і тривалої міцності, на основі лінійного підсумовування статичної і циклічної складових пошкоджень. В той же час практика показує, що відмов по диску ТВД за тридцятирічний період експлуатації двигунів сімейства АЛ-31Фне було. Це свідчить про додаткові резерви міцності дисків, отже, на максимальномутаповному форсажному режимі для дисків двигунів можна призначати вищий, в порівнянні з розрахунковим, рівень навантажень. Очевидно, що з появою сучасних 3D програмних комплексів для розрахунку об'ємного напружено-деформованого стану потрібно уточнення розрахункових методик для деталей, працюючих в умовах малоциклової втоми і тривалої міцності.

Питанню розробки математичних моделей поведінки конструкційних матеріалів при циклічному навантаженні присвячено значне число робіт[7]. Незважаючи на це, проблема далека від свого остаточного рішення. Багато в чому це пояснюється тим, що не накопичений досвід по узагальненню існуючих експериментальних даних по одноосній циклічній деформації пружнопластичності і не оцінена можливість застосування цих експериментальних результатів до оцінки при багатоосному напружено-деформованому стані зразків і деталей.

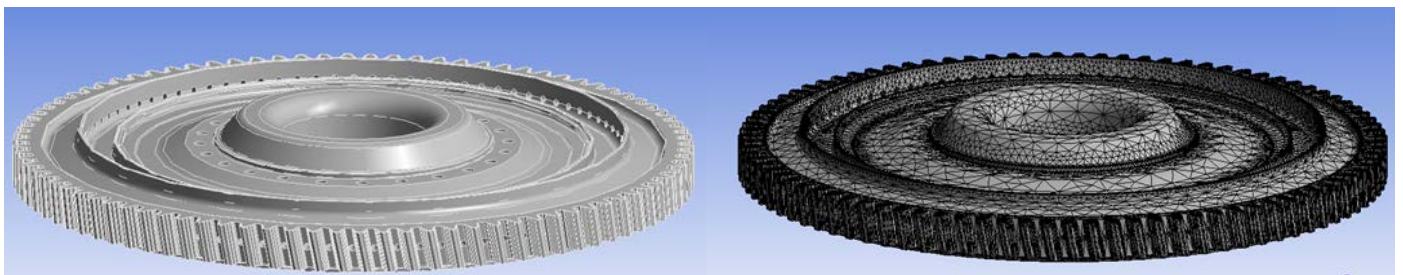
Рішення цих часто взаємовиключаючих один одного проблем нині може бути виконано за рахунок широкого застосування методів математичного моделювання.

Математичні моделі і чисельні методи дозволяють моделювати фізичні процеси, що відбуваються в двигуні. Вони описують газодинамічні процеси двигуна, механізми кінетики теплового і напружено-деформованого стану вузлів, процеси розвитку руйнування в деталях. Природно, що застосування методів математичного моделювання передбачає широке використання обчислювальної техніки на всіх етапах дослідження збільшення ресурсу основних деталей двигунів.

У багатьох випадках математичне моделювання може бути альтернативою дорогим експериментальним методам дослідження ресурсу конструкцій[7].

Використання критерію вичерпання накопиченої деформації пластичності, та програмних комплексів математичного моделювання кінетики напружено-деформованого стану в зонах концентрації напруги дозволить точніше визначати накопичену пошкодженість і ступінь вичерпання ресурсу деталі.

Для побудови моделі (рис. 2.а) використовувалось конструкторська документація та сучасні відповідні комп'ютерні програми[7]. Пакети указаних прикладних програм забезпечують побудову багатозв'язної геометричної моделі складних просторових об'єктів і визначення параметрів їх напружених станів методом скінчених елементів. Параметри розбиття моделей, механічні граничні умови, кроки розрахунку, властивості матеріалу задавались згідно рекомендацій, отриманих на підставі відповідних досліджень [8]. Точність програмного забезпечення визначалась на основі попередніх методичних порівнянь чисельних і аналітичних результатів розрахунків тестових задач[8]. Для забезпечення отримання максимально точних та достовірних результатів в зоні кінця кріплення валу та диску здійснювалось відповідне подрібнення сітки (рис.2 б), що потребувало використання значного обсягу оперативної пам'яті комп'ютера і суттєвого часу розрахунку.



а) геометрична модель

б) геометрична модель з сіткою скінчених елементів

Рис. 2. Диск турбіни високого тиску

Розрахунок напруженого стану диска газової турбіни високого тиску авіаційного двигуна АЛ-31Ф здійснювався на основі аналізу параметрів його силової схеми. Зазначений елемент двигуна є найбільш навантажений і його ресурс обмежується кількістю циклів навантаження призначеного ресурсу. У якості розрахункового найбільш важкого режиму обраний максимальний форсажний режим двигуна. На рис. 3 наведено прийняте розподілення температури матеріалу диска на режимах запуску, максимальному, та повному форсажному. Воно відповідає лінійному закону і добре погоджується з реальною картиною цього розподілу.

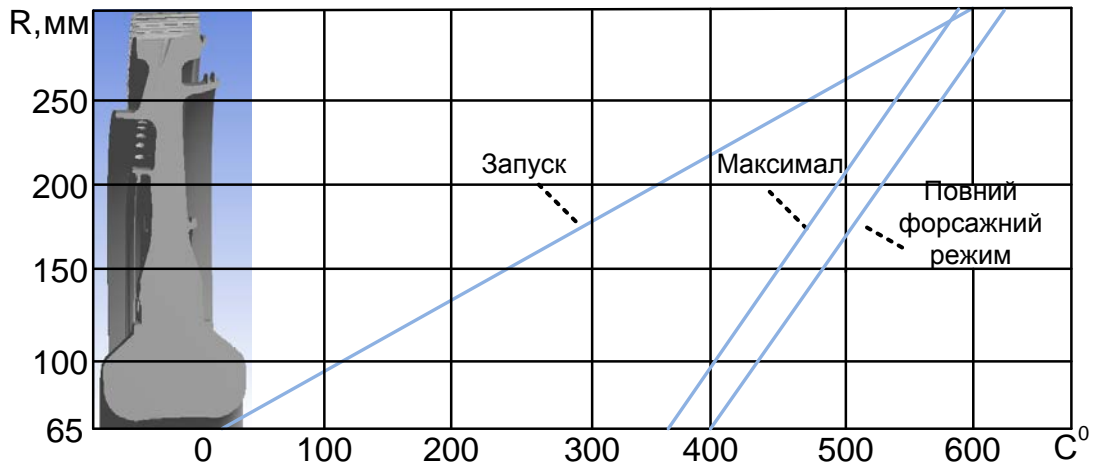


Рис. 3. Розрахункова схема диска: розподіл температури диска на різних режимах роботи

При розрахунку напружено-деформованого стану враховуємо наступні навантаження: сили інерції від обертання ($n = 13300$ об/хв), контурне навантаження (напряга) від відцентрових сил лопаток і замкової частини обода $\sigma_{рл} = 125$ МПа.

Матеріал – нікелевий сплав (ЭП-742 ИД), його властивості: модуль пружності (E) і коефіцієнт лінійного розширення (α) [9], коефіцієнт Пуассона (ν) = 0,3.

Для розрахунку температурного стану задавалися наступні граничні умови: диск має початкову температуру 22°C по усьому радіусу. На обод диска діє температура 620°C . Час розрахунку – 1600 секунд (приблизний час прогріву деталей двигуна).

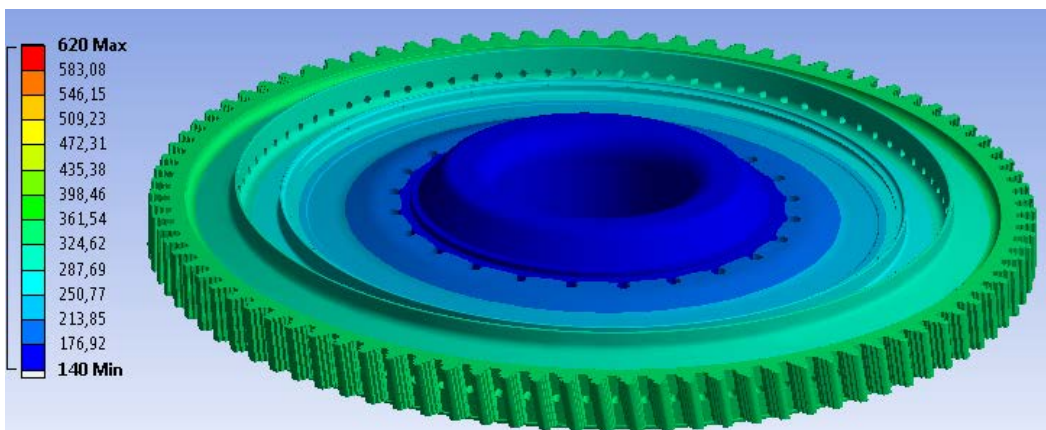


Рис. 4. Температурний стан диска на 253-ій секунді

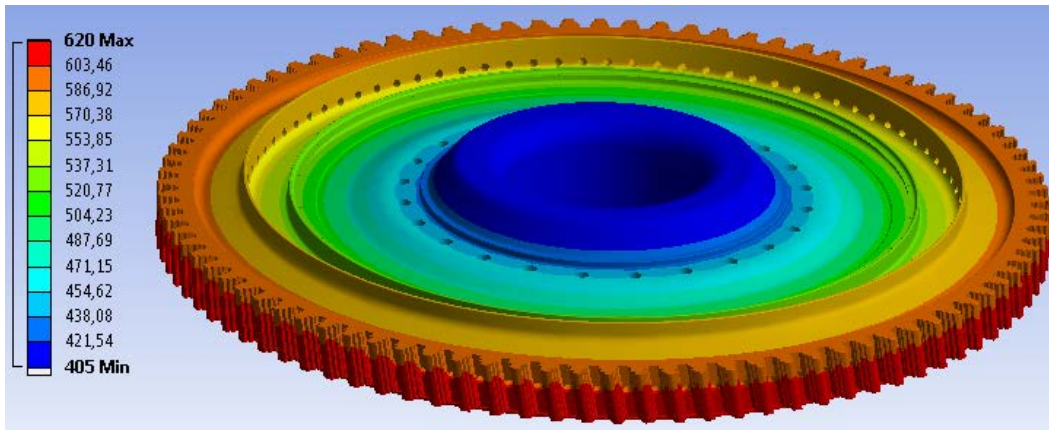


Рис. 5. Температурний стан диска на 1600-ій секунді

Використовуєма програма розрахунку формує на протязі свого функціонування візуалізацію процесу прогріву диска в реальному масштабі часу. Фрагменти цієї анімаційної візуалізації наведені на (рис. 4.,5). На жаль не має технічної можливості навести в статі ці кадри в кольорі (як це ми маємо можливість спостерігати на моніторі комп'ютера). Цей недолікне дозволяє в повній мірі передати через наведені в тексті ілюстрації (рис. 4,5) суть отриманих результатів. Тому для більш повного їх розуміння доповнимо приведені ілюстрації додатковим їх аналізом.

Так, наприклад, із цього аналізу видно, що на 253секунді (рис. 4.) при дії на обод диска температури 620°C його ступиця прогривається до 140°C . На (рис. 5.) представлений температурний розподіл по диску в часі на 1600 секунд, з якого можливо побачити, що температура ступиці становить 405°C .

Напруження на максимальному режимі представлені на (рис. 6). Тут теж,зважаючи на відсутність кольору, можна констатувати, наприклад, що температурна напруга має істотний вплив тільки на перехідних режимах. На режимі, що встановився, та при наявності добре організованого охолодження, перепад температур спостерігається тільки в районі обода диска. Аналіз розрахунку, таким чином,засвідчує -найбільш навантажена (критична) точка перерізу знаходиться вступиці диска,що добре узгоджується з теорією[5].

Повний форсажний режим

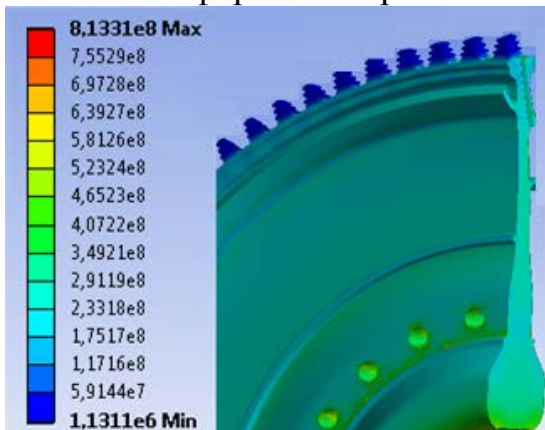


Рис. 6. Напружений стан диску на повному форсажному режимі

Повний форсажний режим

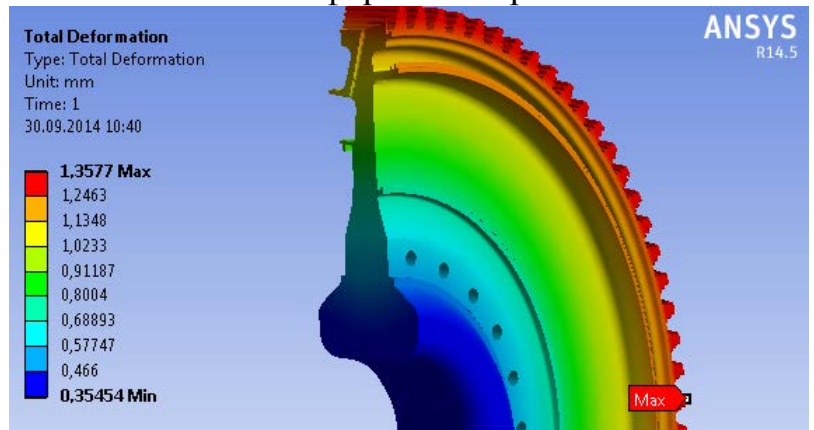


Рис. 7. Деформація диска на повному форсажному режимі

Результати аналізу розрахунку напруженого стану диска дозволяють перейти до прогнозування його довговічності і оцінки величини ресурсу в циклах. Приймалось припущення, що матеріал диска знаходиться у початковому непошкодженному стані, він пройшов відповідну хіміко-термічну обробку. Отримані в розрахунку максимальні значення напружень в диску $\sigma_{\text{екв}} = 813\text{МПа}$. Надалі розрахунок накопиченої пошкоджуваності та вичерпання ресурсу проводимо в критичній точці диска (зоні максимальних напружень).

Для розрахунку показників довговічності і циклічної довговічності диска ТВД, було задано реальний польотний цикл двигуна винищувача (рис. 8). n_{max} максимальна частота обертання ротора компресора високого тиску.

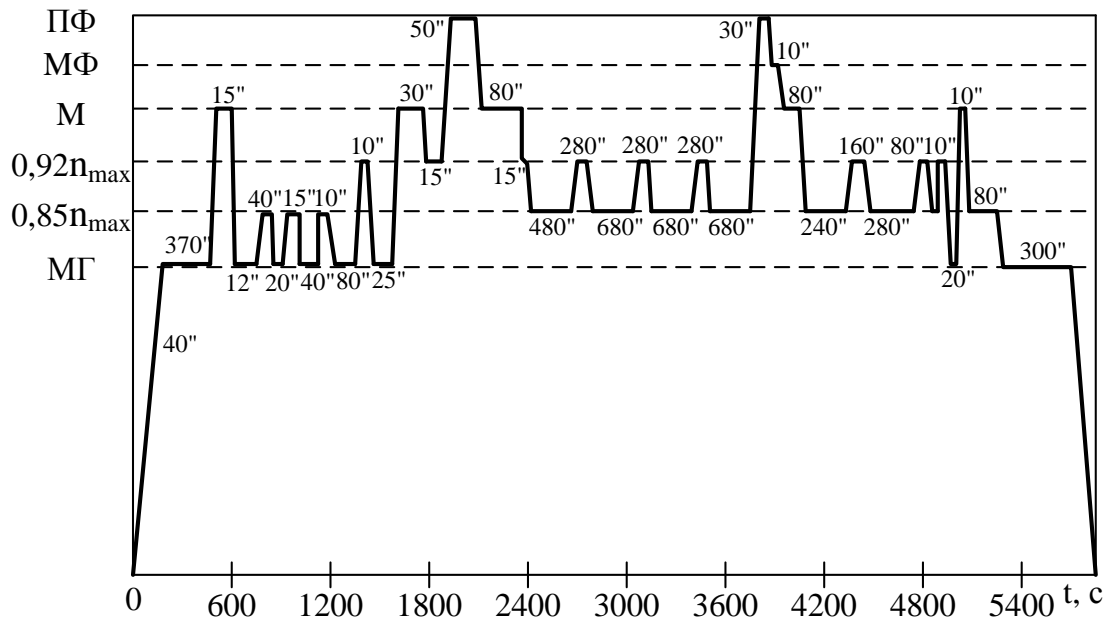


Рис. 8. Польотний цикл двигуна винищувача

З допомогою діаграми польотного циклу підраховуємо час напрацювання на кожному режимі (табл. 2.).

Таблиця 2

Режим	Наробіток за політ, хв	Середнє число польотів	Наробіток за ресурс, год
Малий газ	15	600	150
0,85 n_{max}	52		520
0,92 n_{max}	16		160
М (максимальний – номінальний)	5		50
МФ (малий форсаж)	1,5		15
ПФ (повний форсаж)	1,3		13

По моделі Ларсена-Міллера[10] для значень величини еквівалентного напруження ($\sigma_{\text{екв}}$) розраховуємо величини часу до руйнування на кожному і -му режимі.

Передбачається, що вичерпання ресурсу деталей за один польотний цикл (ПЦ)зворотно-пропорційне довготривалій пошкодженості(П_{ДП}) деталі, по довготривалій міцності (ДМ) відповідно.

Цюпошкодженість в рамках лінійної теорії підсумовування ушкоджень, можна визначити по формулі:

$$P_{ДП} = \frac{t_1}{t_{p1}} + \frac{t_2}{t_{p2}} + \dots + \frac{t_N}{t_{pN}} = \sum_{i=1}^N \frac{t_i}{t_{pi}}, \quad (1)$$

де t_{pi} – час до руйнування матеріалу деталі в критичній точці з параметрами t_i і $\sigma_{екв}$; t_i – тривалість режиму; N – кількість режимів до руйнування матеріалу деталі в критичній точці.

Результати розрахунку для найбільш напруженого режиму повного форсажу заносимо до табл.3. Який є визначальним при розрахунку на довготривалу міцність. Вкладами інших режимів можна знехтувати по причині їх порівняльної мізерності.

Таблиця 3

Режим роботи двигуна	$\sigma_{екв}$	t_i ,год	t_{pi} ,год [9]	$P_{ДП}$
ПФ	813	13	$1,21 \cdot 10^4$	0,0012745

Тоді коефіцієнт запасу по довговічності визначається: $K_{\tau} = \frac{1}{P_{ДП}}$. В нашому

випадку $K_{\tau} \gg 8$, що задовольняє вимогам міцностітабл. 1 [10].

Для визначення другої складової ресурсу (по малоциклової втоми) кількості польотних циклів двигуна(N_p),бажано використовувати експериментальні моделі малоциклової втоми для конкретних матеріалів. Щоб їх реалізувати введемо наступні параметри:

$\Delta \varepsilon = \varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}$ – розмах деформації в циклі,де ε_{\max} – деформація при навантаженні деталі ($\sigma_{екв}$), ε_{\min} – деформація при розвантаженні деталі,

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{E}, \varepsilon_{\min} = \frac{\sigma_{\min}}{E}; \sigma_{\max} - \text{максимальне напруження в циклі } (\sigma_{екв}),$$

σ_{\min} – мінімальне напруження в циклі. Таким чином,згідно кривої розтягнення для матеріалу ЭП-742[9] для значень $\sigma_{екв}$ значення повної деформації, що встановилося, складає $\Delta \varepsilon = 0,004512$, або 0,451%.

Скористаємось уніфікованою формулою Мэнсона[10].Розмірність величин в формулі згідно системи СИ.

$$\Delta \varepsilon = \frac{3.5(\sigma_{dl}(t,T) - \sigma_m) N_p^{-0.12}}{E} + (Ln \left[\frac{1}{1-\psi} \right])^{0.6} \cdot N_p^{-0.6}. \quad (2)$$

де $\sigma_{\text{дл}}(t, T)$ – межа довготривалої міцності при відповідній максимальній температурі ($T=620^{\circ}\text{C}$) та часу дії (t_i) найважчого розрахункового режиму; σ_m – інтенсивність середньої напруги в циклі, яке дорівнює $\sigma_{\text{екв}}$. В нашому випадку температура на розрахунковому режимі 620°C , а час наробітку не більше 100 годин, тому згідно [9] застосовуємо криву тривалої міцності для 650°C і 100 годин.

На підставі цієї формули можна побудувати криву малоциклової втоми для матеріалу ЕП-742 (рис.6);

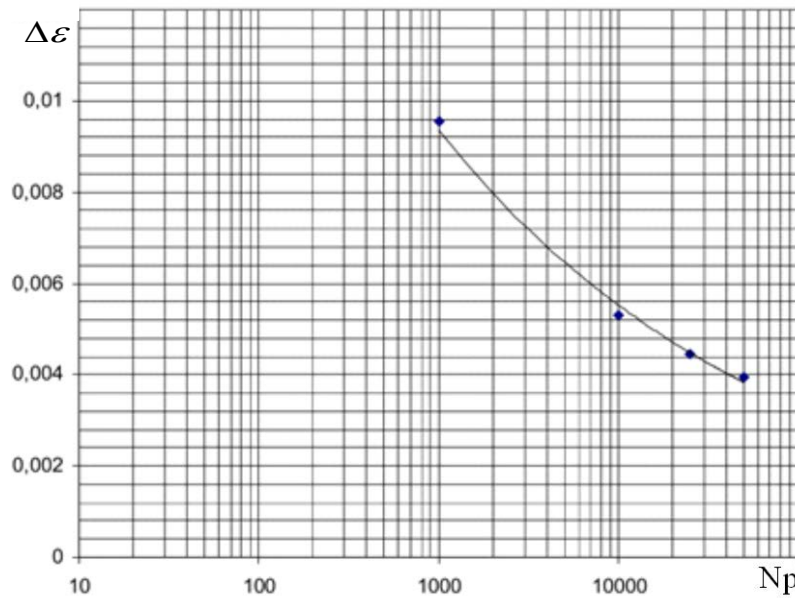


Рис.6. Крива малоциклової втоми матеріалу ЕП-742

Максимальний розмах деформації $\Delta \varepsilon$, має місце при запуску та зупинці двигуна. Він може в реальному польоті повторюватись двічі (при старті та аварійному запуску в повітрі). Тому сумарне число циклів, які вносять найбільші пошкодження $\sum_{i=1}^4 N_i = 4$. N_p – (кількість циклів до руйнування) отримаємо на підставі вище побудованої кривої малоциклової втоми рис. 6 та розрахованого значення максимального розмаху деформації в циклі $\Delta \varepsilon = 0,004512$.

$$II = \sum_{i=1}^4 II_i \sum \frac{N_i}{N_p} = \frac{4}{19300} = 0,0002073; \quad (3)$$

Коефіцієнт запасу по циклічній довговічності при числі польотів рівному 600

$$K_N = \frac{1}{II \cdot k} = \frac{1}{0,0002073 \cdot 600} = 8,13, \quad (4)$$

де k кількість польотів.

Нормами міцності встановлюється мінімальне значення коефіцієнта циклічної довговічності $K_N > 5,0$. Отже, диск задовольняє цим нормам.

Аналіз проведеного розрахунку показує, що максимальний вплив на вичерпання циклічної довговічності, чинить температурна напруга, яка виникає в наслідок нерівномірності прогрівання полотна диска. Температура диска на зовнішньому контурі може досягати $600 \dots 650^\circ\text{C}$, тоді як в центральній частині, в результаті інтенсивного відведення тепла, температура, як правило, не перевищує $400 \dots 450^\circ\text{C}$. Це призводить до того, що на зовнішньому контурі виникає велика термічна напруга стискання, а в центральній частині напруга розтягання. Що в свою чергу, істотно знижує запаси міцності дисків в результаті складання термічної напруги з напругою від інерційних сил. Це в результаті різко зменшує міцнісні властивості матеріалу ЭП-742 при високих температурах.

Таким чином, справедливо стверджувати, що максимальний вплив на вичерпання циклічної довговічності здійснює термічна втома, яка виникає внаслідок нерівномірності прогрівання полотна диску по радіусу.

Результати розрахунку дозволяють, з урахуванням кінетики напружено-деформованого стану в зоні концентрації напруги деталі, встановити вироблений ресурс за кожний реальний польотний цикл винищувача. Врахування пошкодженості диска турбіни високого тиску ТРДДФ при даному циклі, дозволить оптимізувати фінансові витрати, ефективно використати закладені ресурсні можливості і забезпечити необхідний рівень справності та бойового потенціалу винищувальної авіації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ануров Ю.М., Федорченко Д.Г. Основы обеспечения прочностной надежности авиационных двигателей и силовых установок. Изд-во СПбГТУ.– 2004, 390 с.
2. Гишваров А.С. Анализ эксплуатационных разрушений летательных аппаратов и двигателей. Учебное пособие. Уфа: Изд-во УГАТУ.– 2003, 289 с.
3. Гишваров А.С. Оптимизация надежности систем летательных аппаратов и двигателей. Учебное пособие. Уфа: Изд-во УГАТУ.– 2003, 138 с.
4. Надежность, диагностика, контроль авиационных двигателей. Под ред. Шепеля В.Т. Рыбинск: РГАТА.– 2001, 350 с.
5. Расчет на прочность авиационных газотурбинных двигателей/ И.А. Биргер, В.М. Даревский, И.В. Демьянушко и др. Под ред. И.А. Биргера, Н.И. Котерова: Машиностроение.– 1984,–208 с.
6. Штода А.В., Секистов В.А., Кулешов В.В. Конструкция авиационных газотурбинных двигателей. Изд-во КВВАИУ.– 1982, 435с.
7. Бруйка В.А., Фокин В.Г., Салдусова Е.А., Глазунова Н.А., Адеянов И.Е. Инженерный анализ в Ansys Workbench. Изд-во Самарский государственный технический университет.– 2010, 271с.
8. Михайлов А.Л., Кучин В.В., Крюков С.В. Особенности проектирования рабочего колеса турбины ГТД на основе математического моделирования объемного НДС средствами Ansys. Издательство ОАО НПО «Сатурн» Рыбинск Россия.– 2004.–С. 102-106.

9. Туманов А.Т. Справочник по авиационным материалам. Москва. Изд-во Машиностроение.– 1965, 628с.
10. Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосипович Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Москва. Изд-во Машиностроение.– 1993, 629с.

Надійшла до редакції 30.09.2014..