Національний аерокосмічний університет
«Харківський авіаційний інститут»
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова праця

на правах рукопису

МАРЦЕНЮК ЄВГЕН ВІКТОРОВИЧ

УДК621.452.3:519:62-253(043)

ДИСЕРТАЦІЯ

ФОРМУВАННЯ СКЛАДУ ВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МОНІТОРИНГУ ВИРОБІТКУ РЕСУРСУ ДИСКІВ

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки
14 – електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ Є. В. Марценюк

Науковий керівник: Симбірський Дмитро Федорович, д.т.н., професор

Харків–2026

АНОТАЦІЯ

Марценюк Є. В. Формування складу вимірюваних параметрів газотурбінних двигунів для забезпечення моніторингу виробітку ресурсу дисків. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» (14 «Електрична інженерія»). – Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, 2026.

Дисертацію присвячено розв’язанню актуального питання – розробленню методу обґрунтованого вибору складу вимірюваних параметрів авіаційних газотурбінних двигунів для забезпечення експлуатаційного моніторингу ресурсу дисків турбін. *Об’єктом* дослідження є процеси експлуатаційного моніторингу термонапруженого стану та виробітку ресурсу основних деталей авіаційних газотурбінних двигунів. *Предметом* дослідження є методи формування складу вимірюваних параметрів і математичні моделі невимірюваних параметрів робочого процесу в алгоритмах моніторингу ресурсу дисків турбін.

Впровадження стратегій експлуатації авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) за технічним станом нерозривно пов’язане з розвитком експлуатаційного, в тому числі бортового, моніторингу виробітку ресурсу (МВР). Ефективність наявних моделей МВР суттєво обмежується недостатньою кількістю вимірюваних параметрів у гарячій частині двигуна та експлуатаційною деградацією його вузлів. Існуючі методики оптимізації складу вимірювань переважно орієнтовані на діагностику проточної частини або аналіз ресурсу лопаток і не враховують специфіку дисків турбін, для яких визначальним руйнівним фактором є малоциклова втома.

У роботі розроблено методику синтезу оптимального набору вимірюваних параметрів, де процес моніторингу формалізовано як каскад взаємопов'язаних математичних моделей, що послідовно перетворюють масив вхідних даних від штатних датчиків на кінцеву величину накопиченого пошкодження. Доведено, що важливим фактором, який суттєво впливає на кінцеву похибку оцінки ресурсу, але не повною мірою враховувався в існуючих методиках, є адекватність спрощеної моделі відновлення невимірюваних параметрів робочого процесу, а також стійкість (робастність) усієї системи до експлуатаційної деградації характеристик двигуна.

Для усунення недоліків традиційних підходів, які розглядають усі режими роботи ГТД як рівноцінні з точки зору похибки, запропоновано використовувати спеціальну вагову функцію. Вона враховує нелінійність втомних характеристик матеріалів і нерівнозначний внесок різних етапів польоту у накопичення пошкоджень за механізмом малоциклової втоми.

Розроблено метод оцінки чутливості показників довговічності до похибок вхідних даних моніторингових моделей із застосуванням лінеаризації в околі номінальних режимів та матриць чутливості. Це дозволило аналітично відокремити вплив різних параметрів на загальну похибку та сформувати комплексний критерій якості, який поєднує метрики точності (з урахуванням систематичних похибок апроксимації та випадкового інструментального шуму) і робастності. Пошук оптимального складу вимірювань реалізовано як послідовну чотирьохетапну процедуру: формування множини альтернативних складів вимірювань, синтез розрахункових моделей невимірюваних параметрів, оцінювання похибок і робастності для всіх комбінацій «склад вимірювань – метод – модель» і підсумкова оптимізація для вибору найкращого варіанта.

Практичну реалізацію розробленої методики виконано на базі вертолітного турбовального двигуна типу ТВ3-117. Головним завданням стало забезпечення надійного моніторингу ресурсу дисків турбіни компресора та вільної силової турбіни. Було сформовано кілька альтернативних варіантів складу вимірювань – від наявної штатної системи двигуна до розширених комплексів із додатковими датчиками.

З метою ідентифікації невимірюваних параметрів робочого процесу для кожної з конфігурацій вимірювальної системи розроблено три класи конкурентних математичних моделей. До них увійшли: регресійні моделі, що спираються на методи статистичного аналізу; моделі на основі термодинамічних співвідношень, які використовують фундаментальні рівняння збереження маси й енергії вузлів ГТД; а також моделі на базі методу головних компонент, спрямовані на підвищення точності відновлення даних в умовах дефіциту вхідної інформації.

Виконано комплексний аналіз ефективності розроблених моніторингових моделей за критерієм якості для пошуку оптимальної комбінації «склад вимірювань – метод – модель». Дослідження базувалося на трьох вибірках даних, згенерованих

за допомогою нелінійної термодинамічної моделі двигуна: для навчання моделей, перевірки їхньої точності та оцінки робастності в умовах деградації вузлів.

Для оптимізації обчислень застосовано двоетапну процедуру: структурна фільтрація та детальний аналіз.

Ці розрахунки спиралися на результати моделювання термонапруженого стану дисків для всього діапазону роботи двигуна (у межах типових польотних циклів) із залученням еталонних скінченно-елементних моделей ротора.

На завершальному етапі дослідження здійснено практичну апробацію рекомендацій щодо вибору структури моніторингових моделей, розроблених на основі запропонованого критерію якості. Для авіаційного двигуна типу ТВ3-117 із фіксованим штатним складом вимірювань було успішно сформовано наскрізний алгоритм моніторингу ресурсу дисків турбіни.

Оцінку похибок статичних і динамічних моделей теплового й термонапруженого станів виконано для умов типового польотного циклу шляхом їх порівняння з еталонними скінченно-елементними моделями. Загалом, отримані результати демонструють, що вибрані за розробленим критерієм моделі невимірюваних параметрів забезпечують високу та цілком достатню точність для всього подальшого ланцюжка розрахунків.

Наукова новизна одержаних результатів:

– розроблено новий метод формування складу вимірюваних параметрів газотурбінних двигунів для забезпечення моніторингу виробітку ресурсу дисків, який відрізняється врахуванням циклічного характеру навантажень і дозволяє визначати найкращий склад вимірюваних параметрів для заданого узагальненого польотного циклу;

– сформовано новий критерій ефективності складу вимірюваних параметрів, який ураховує інструментальні та методичні похибки оцінювання ресурсу, робастність використовуваних моделей температурного й напруженого станів дисків до зміни технічного стану двигуна, а також профіль узагальненого польотного циклу;

– вдосконалено методичне забезпечення моніторингу ресурсу дисків авіаційних газотурбінних двигунів шляхом використання запропонованого методу формування складу вимірюваних параметрів на основі зазначеного критерію ефективності.

Практичне значення одержаних результатів:

– створено інструментарій, який дозволяє обґрунтовано формувати оптимальний склад датчиків для гарантування заданої точності оцінювання малоциклової втоми дисків для будь-якого заданого узагальненого польотного циклу;

– кількісно оцінено вплив складу вимірювань на ефективність моніторингу: доведено, що для двигуна ТВ3-117 введення контролю температури за компресором покращує показник робастності системи на 37 %, а спільне додавання вимірювань температур за компресором та за турбіною компресора – на 64 %;

– здійснено наскрізну перевірку швидкорахункових алгоритмів: встановлено, що максимальна похибка визначення напружень на усталених режимах не перевищує 0,5 %, а на перехідних режимах локальний максимум похибки (до ±1,5 %) фіксується винятково на безпечних етапах запуску. Розрахункова розбіжність в оцінці ресурсу (за механізмом малоциклової втоми) порівняно з 3D-моделлю становить 0,47 % для диска 1-го ступеня та 4,67 % для диска 2-го ступеня (зумовлена фазовим зсувом пікових напружень);

– розроблені алгоритми та програмні модулі використано в АТ «МОТОР СІЧ» для двигунів моделей ТВ3-117ВМА-СБМ1В-01Т (1 серії) та АІ-450-МС;

– наукові положення дисертації впроваджено в навчальний процес кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут».

Ключові слова: газотурбінний двигун, моніторинг виробітку ресурсу, малоциклова втома, склад вимірюваних параметрів, математична модель, критерій ефективності, турбіна, диск.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій, в яких опубліковані **основні наукові результати** дисертації:

Публікації в іноземних виданнях та фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз даних:

1. Dynamic turbine clearance simulation considering the influence of temperature on mechanical load-induced displacements / R. Zelenskyi, S. Yepifanov, Ye. Martseniuk [et al.] // Journal of Aerospace Engineering. – 2017. – Vol. 30, Iss. 5. – P. 04017042-1–04017042-11.
DOI: https://doi.org/10.1061/(ASCE)AS.1943-5525.0000751 .

2. Martseniuk, Ye. Steady and transient thermal state of turbine disk estimation for life-time monitoring / Ye. Martseniuk // Transactions on Aerospace Research. – 2020. – Vol. 3(260). – P. 21-29. DOI: https://doi.org/10.2478/tar-2020-0014 .

Статті у наукових виданнях, включених до Переліку наукових фахових видань України:

3. Марценюк, Е. В. Оценка влияния непропорциональности температурного нагружения на ресурс диска турбины авиационного ГТД / Е. В. Марценюк, А. В. Олейник, Н. А. Шимановская // Вісник двигунобудування. – 2008. – № 3. – С. 158-162.
4. Марценюк, Е. В. Выбор модели для определения температуры за компрессором при мониторинге выработки ресурса основных деталей трехвального ТРДД / Е. В. Марценюк, С. В. Епифанов, Т. В. Кулик // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2013. – № 10 (107). – С. 154–160.
5. Зеленский Р. Л. Моделирование динамики радиального размера диска турбины, обусловленной действием механических факторов / Р. Л. Зеленский, С. В. Епифанов, Е. В. Марценюк, В. В. Бойко // Вісник двигунобудування. – 2015. № 2. – С. 80-91.
6. Марценюк, Є. В. Формування критерію ефективності для вибору складу вимірюваних параметрів системи моніторингу виробітку циклічного ресурсу дисків авіаційних двигунів / Є. В. Марценюк, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2026. – № 1 (209). – С. 71-83. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2026.1.07 .

Наукові праці, які засвідчують **апробацію** матеріалів дисертації:

7. Епифанов, С. В. Влияние моделей неизмеряемых параметров на эффективность эксплуатационного мониторинга термонапряженного состояния деталей ГТД / С. В. Епифанов, Е. В. Марценюк, К. Маравилла Эррера // Проблеми динаміки і міцності в турбомашинобудуванні. ТУРБО’2014 : V Міжнар. наук.-техн. конф. : тези доп., 27–30 трав. 2014 р., Київ, Україна / НАН України, Ін-т проблем міцності ім. Г. С. Писаренка, Наук. рада з проблеми «Механіка деформованого твердого тіла». – Київ, 2014. – С. 95–96.

8. Марценюк, Є. В. Формування моделей невимірюваних параметрів в алгоритмах моніторингу ресурсу диска ТВТ турбовального двигуна / Є. В. Марценюк, С. В. Єпіфанов. // XXVI - міжнародний конгрес двигунобудівників: тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2021 – С. 65-66.
9. Єпіфанов, С. В. Обґрунтування складу вимірювальної системи авіаційного двигуна для моніторингу ресурсу / С. В. Єпіфанов, Є. В. Марценюк // XXX Міжнародний конгрес двигунобудівників: тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2025 – С. 50-51.
10. Є. В. Марценюк. Інтегральний критерій синтезу оптимального набору вимірюваних параметрів для задач моніторингу ресурсу ГТД. VI Всеукраїнська відкрита науково-практична студентська конференція факультету авіаційних двигунів «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки»: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2026 – 125 с., 28-32.
11. Є. В. Марценюк. Аналіз ефективності моніторингових моделей невимірюваних параметрів ГТД за інтегральним критерієм якості. VI Всеукраїнська відкрита науково-практична студентська конференція факультету авіаційних двигунів «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки»: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2026 – 125 с., 33-36.

Наукові праці, які **додатково відображають наукові результати** дисертації:

12. Марценюк, Е. В. Идентификация граничных условий теплообмена турбины по результатам испытаний / Е. В. Марценюк, Ю. А. Зеленый, С. Б. Резник, Р. Р. Климик, Т. В. Кулик // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2015. – № 41 (1150). – С. 72-76.
13. Марценюк, Е. В. Идентификация теплового состояния корпуса турбины авиационного двигателя по экспериментальным данным / Е. В. Марценюк, Ю. А. Зеленый, Р. Р. Климик // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2016. – № 7 (134). – С. 54-61.

ABSTRACT

Martseniuk Ye. V. Formation of the measured parameter set of gas turbine engines to ensure monitoring of disk life depletion. – Qualifying scientific work on manuscript rights.

Thesis for the academic degree of Candidate of Technical Sciences in specialty 05.05.03 “Engines and Power Plants” (14 “Electrical Engineering”). – National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, 2026.

The thesis is devoted to solving a highly relevant issue: the development of a method for the substantiated selection of the measurement configuration for aircraft gas turbine engines to ensure the operational monitoring of turbine disk life depletion. *The object* of the research encompasses the processes of operational monitoring of the thermal stress state and life depletion of the main components in aircraft gas turbine engines. *The subject* of the research includes the methods for determining the measurement configuration and the mathematical models of unmeasured operational parameters within the algorithms for monitoring turbine disk life.

The implementation of condition-based operation strategies for aircraft gas turbine engines (GTEs) is inextricably linked to the development of operational, including on-board, life depletion monitoring. The performance of existing life depletion monitoring models is significantly limited by an insufficient number of measured parameters in the engine's hot section and the operational degradation of its components. Existing methods for optimizing the measurement configuration are primarily focused on gas path diagnostics or blade life analysis, failing to account for the specific features of turbine disks, where low-cycle fatigue is the determining damage factor.

In this work, a methodology for synthesizing the optimal measurement configuration has been developed, formalizing the monitoring process as a cascade of interconnected mathematical models. These models sequentially transform the input data array from baseline sensors into the final value of accumulated damage. It is demonstrated that a critical factor – significantly affecting the final life estimation error but often overlooked in existing methods – is the adequacy of the simplified model for reconstructing unmeasured working process parameters, as well as the overall system's robustness to the operational degradation of engine characteristics.

To address the limitations of conventional approaches, which treat all GTE operating modes as equivalent in terms of error, a special weighting function is proposed. This function accounts for the nonlinearity of material fatigue characteristics and the unequal contribution of various flight phases to damage accumulation driven by the low-cycle fatigue mechanism.

A method has been developed to evaluate the sensitivity of life metrics to input data errors in monitoring models, utilizing linearization around nominal operating conditions and sensitivity matrices. This approach enabled the analytical decoupling of the impact of various parameters on the total error, leading to the formulation of a comprehensive quality criterion that combines accuracy metrics (accounting for systematic approximation errors and random measurement noise) and robustness. The search for the optimal measurement configuration is implemented as a sequential four-stage procedure: generating a pool of alternative measurement configurations, synthesizing computational models for unmeasured parameters, evaluating the errors and robustness for all "measurement configuration – method – model" combinations, and performing final optimization to select the best option.

The practical application of the developed methodology was demonstrated on a TV3-117 turboshaft helicopter engine. The primary objective was to ensure reliable life monitoring for the compressor turbine and free power turbine disks. Several alternative measurement configurations were defined, ranging from the engine's baseline sensor suite to extended configurations incorporating additional sensors.

To identify the unmeasured working process parameters for each measurement configuration, three classes of competing mathematical models were developed. These included: regression models based on statistical analysis methods; thermodynamic models utilizing the fundamental mass and energy conservation equations of the GTE components; and models based on Principal Component Analysis (PCA), aimed at improving data reconstruction accuracy under limited input data conditions.

A comprehensive performance analysis of the developed monitoring models was conducted using the quality criterion to identify the optimal "measurement configuration – method – model" combination. The study relied on three datasets generated by a

nonlinear thermodynamic engine model: for training the models, validating their accuracy, and evaluating their robustness under component degradation conditions.

To optimize computational effort, a two-stage procedure was employed: structural filtering and detailed analysis.

These computations relied on thermal stress state simulations of the disks across the entire engine operating range (within typical flight cycles) utilizing reference finite element (FE) rotor models.

At the final stage of the research, practical validation was conducted on the recommendations for selecting the monitoring model structure, which were developed based on the proposed quality criterion. For the TV3-117 aircraft engine with a fixed baseline sensor suite, an end-to-end algorithm for turbine disk life monitoring was successfully developed.

The error assessment of the static and dynamic models for the thermal and thermal stress states was performed under typical flight cycle conditions by comparing them against the reference finite element (FE) models. Overall, the obtained results demonstrate that the unmeasured parameter models, selected based on the developed criterion, provide high and sufficient accuracy for the entire subsequent computational chain.

The scientific novelty of the obtained results is as follows:

– a new method has been developed for determining the measurement configuration of gas turbine engines to enable disk life depletion monitoring. This method is distinguished by its consideration of the cyclic nature of loading and allows identifying the optimal measurement configuration for a given generalized flight cycle;

– a new quality criterion for the measurement configuration has been formulated, which accounts for measurement and methodological errors in life estimation, the robustness of the applied disk thermal and stress state models to changes in the engine's technical state, and the generalized flight cycle profile;

– the methodological framework for disk life monitoring in aircraft gas turbine engines has been improved through the application of the proposed method for determining the measurement configuration based on the specified quality criterion.

Practical significance of the obtained results:

– a toolset has been developed that enables the substantiated selection of the optimal sensor configuration to ensure a specified accuracy of disk low-cycle fatigue estimation for any given generalized flight cycle;

– the impact of the measurement configuration on monitoring performance has been quantified: it was demonstrated that for the TV3-117 engine, incorporating compressor discharge temperature measurements improves the system's robustness metric by 37%, while the simultaneous addition of both compressor discharge and compressor turbine discharge temperature measurements improves it by 64%;

– an end-to-end verification of the fast-running algorithms was conducted: it was found that the maximum stress evaluation error under steady-state conditions does not exceed 0.5%, while during transient conditions, a local peak error (up to ±1.5%) occurs exclusively during safe startup stages. The discrepancy in life estimation (based on the low-cycle fatigue mechanism) compared to the 3D model is 0.47% for the 1st stage disk and 4.67% for the 2nd stage disk (attributed to a phase shift in peak stresses);

– the developed algorithms and software modules have been implemented at JSC Motor Sich for the TV3-117VMA-SBM1V-01T (Series 1) and AI-450-MS engine models;

– the scientific findings of the dissertation have been incorporated into the curriculum of the Department of Aircraft Engine Design at the National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”.

Keywords: gas turbine engine, life depletion monitoring, low-cycle fatigue, measurement configuration, mathematical model, quality criterion, turbine, disk.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ 17

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ ТА ІНДЕКСІВ 19

ВСТУП 20

Література до вступу 25

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ МОНІТОРИНГУ ВИРОБІТКУ РЕСУРСУ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ 27

1.1 Структура моніторингу ресурсу 27

1.1.1 Міцнісна надійність конструкційних елементів ГТД 27

1.1.2 Інструментальні методи 28

1.1.3 Розрахункові методи 29

1.1.4 Розрахунки виробітку ресурсу за наробітком і за кількістю циклів (лічильники наробітку) 30

1.1.5 Концепція МВР 31

1.2 Оцінювання точності моніторингу виробітку ресурсу 33

1.3 Методи обґрунтування складу вимірюваних параметрів двигунів, необхідних для розв’язання задач діагностування технічного стану 38

1.3.1 Вимоги до вимірюваних параметрів для діагностування проточної частини та до методів їх вибору 38

1.3.2 Структура методу вибору вимірюваних параметрів для діагностування 39

1.3.3 Методи, основані на аналізі чутливостей параметрів до несправностей 40

1.3.4 Методи, основані на аналізі кореляцій між вимірюваними параметрами .. 42

1.3.5 Методи, основані на аналізі похибок ідентифікації 42

1.3.6 Методи, основані на аналізі матриці похибок (Confidence Matrix) 45

1.3.7 Використання матриць похибок для вибору оптимального складу датчиків 49

1.4 Висновки за розділом і постановка задач дослідження 52

1.4.1 Аналіз методів розв’язання задач моніторингу ресурсу та забезпечення їх точності 52

1.4.2 Мета й задачі дисертаційного дослідження 54

Література до першого розділу 55

РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНОГО НАБОРУ ВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ЗАДАЧ МОНІТОРИНГУ РЕСУРСУ ГТД .. 64

2.1 Формалізація проблеми 64

2.2 Урахування впливу режимів роботи двигуна на визначення виробітку ресурсу 66

2.2.1 Недоліки традиційного підходу до оцінки точності моделей невимірюваних параметрів 66

2.2.2 Внесок окремих режимів узагальненого польотного циклу в сумарне пошкодження диска турбіни 68

2.2.3 Формування вагової функції режиму 82

2.3 Чутливість оцінки ресурсу до похибок термонапруженого стану 86

2.3.1 Вплив умов навантаження 89

2.3.2 Вплив властивостей матеріалу 95

2.3.3 Узагальнення формули чутливості ресурсу до похибок термонапруженого стану 96

2.4 Методологічні засади синтезу оптимального набору параметрів 97

2.4.1 Лінеаризація моделей термонапруженого стану 98

2.4.2 Методична складова похибки 100

2.4.3 Інструментальна складова 100

2.4.4 Критерій точності (J_{acc}) 101

2.4.5 Критерій робастності (J_{rob}) 102

2.5 Постановка задачі оптимізації 103
2.6 Висновки за розділом 103
Література до другого розділу 104
РОЗДІЛ 3. МОДЕЛІ НЕВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ В АЛГОРИТМАХ МВР ДИСКІВ ТУРБІН 107
3.1 Альтернативні набори вимірюваних параметрів ТВаД 107
3.2 Формування регресійних моделей невимірюваних параметрів 108
3.2.1 Температура на виході з компресора 108
3.2.2 Температура на вході до робочого колеса 1-го ступеня ТК 109
3.2.3 Повний тиск на виході з компресора 109
3.2.4 Відповідність моделей невимірюваних параметрів Z до альтернативних складів вимірюваних параметрів 110
3.3 Формування моделей невимірюваних параметрів на базі термодинамічних співвідношень 110
3.3.1 Моделі невимірюваних параметрів для складу «Розширений 2» 112
3.3.2 Моделі невимірюваних параметрів для складу «Розширений 1» 119
3.3.3 Моделі невимірюваних параметрів для складу «Скорочений 1» 120
3.3.4 Моделі невимірюваних параметрів для складу «Скорочений 2» 124
3.4 Формування моделей невимірюваних параметрів на базі методу головних компонент 129
3.4.1 Застосування методики 132
3.5 Висновки за розділом 135
Література до третього розділу 136
РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ МОНІТОРИНГОВИХ МОДЕЛЕЙ НЕВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ 138
4.1 Структурна ідентифікація моделей невимірюваних параметрів 140

4.1.1 Фільтрація регресійних моделей 140

4.1.2 Фільтрація моделей на базі термодинамічних співвідношень 143

4.2 Визначення складових інтегрального критерію якості $J_{Quality}$ 146

4.2.1 Вагова функція режиму 146

4.2.2 Обчислення наскрізної чутливості пошкодження A_λ до зміни параметрів навантаження Z 147

4.2.3 Складові інструментальної похибки 150

4.3 Порівняння комбінацій «(склад вимірювань)×(метод)×(модель)» за загальним критерієм якості $J_{Quality}$ 151

4.4 Висновки за розділом 158

Література до четвертого розділу 159

РОЗДІЛ 5. ПРАКТИЧНЕ ВИКОРИСТАННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ МЕТОДІВ ФОРМУВАННЯ СКЛАДУ ВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ І МОДЕЛЕЙ ДЛЯ МОНІТОРИНГУ РЕСУРСУ ДИСКІВ ТУРБІН 163

5.1 Вихідні дані 163

5.2 Моніторинг теплового стану дисків турбіни в критичних точках 166

5.2.1 Статичні моделі теплового стану дисків ТК 166

5.2.2 Моделі неусталеного теплового стану дисків ТК 167

5.3 Моніторинг напруженого стану дисків турбіни в критичних точках 172

5.3.1 Моніторинг напруженого стану на усталених режимах 172

5.3.2 Моніторинг напруженого стану на перехідних режимах 174

5.4 Оцінка виробітку ресурсу диска турбіни за механізмом МЦВ 181

5.4.1 Оцінка точності моделей теплового й напруженого станів 181

5.4.2 Оцінка похибки визначення пошкоджень 185

5.5 Висновки за розділом 5 186

Література до п’ятого розділу 188

ВИСНОВКИ..... 189

ДОДАТОК 1..... 193

ДОДАТОК 2..... 197

ДОДАТОК 3..... 199

ДОДАТОК 4..... 201

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

A – ефективна площа перерізу; стала часу;

C – коефіцієнт;

cov – коваріація;

c_p – питома теплоємність при сталому тиску, Дж/(кг·К);

D – пошкодження;

E – модуль пружності, МПа;

$\mathbf{H}$ – матриця коефіцієнтів впливу;

H_u – нижча теплотворна здатність палива;

J – цільовий критерій (точності/робастності/якості) складу вимірювань;

k – ваговий коефіцієнт; показник адіабати; коефіцієнт посилення;

k_t – коефіцієнт подібності режимів за температурою робочого тіла;

k_α – коефіцієнт подібності режимів за тепловіддачею;

L – робота стиснення в компресорі/розширення в турбіні;

n – частота обертання, об/хв;

N – кількість циклів; потужність;

P – тиск, Па; імовірність;

q – газодинамічна функція;

S – стан (тепловий, напружений) у критичній точці деталі;

t – температура деталі, °С;

T – температура середовища, К; стала часу;

W – вагова функція; витрата, кг/год;

w – ваговий коефіцієнт;

y – вимірюваний параметр;

z – невимірюваний параметр;

α – коефіцієнт конвективної тепловіддачі, Вт/(м^2·К);

β – коефіцієнт лінійного теплового розширення, 1/К;

Δ – абсолютна помилка; розмах;

δ – відносна похибка, %;

ε – деформація;

ε_p – пружно-пластична деформація;

η – коефіцієнт напруженості поточного польотного циклу; коефіцієнт корисної дії;

$\boldsymbol{\Theta}$ – вектор відносних відхилень параметрів від нормальних значень; безрозмірний коефіцієнт охолодження;

θ – відносне відхилення параметрів технічного стану від нормальних значень;

λ – нормована координата;

μ – коефіцієнт Пуассона;

ν – коефіцієнт посилення;

π – ступінь підвищення тиску;

σ – напруження, МПа; середньоквадратичне відхилення похибки вимірюваного параметра; коефіцієнт відновлення повного тиску;

$\sigma_{0.2}$ – межа умовної текучості;

σ^2 – дисперсія;

σ_e – умовно-пружні напруження;

σ_m – середні напруження в циклі навантаження;

σ_p – пружно-пластичні напруження;

σ_{pl} – межа пропорційності;

σ_u – межа тимчасової міцності;

τ – час, с;

ψ – коефіцієнт відносного звуження поперечного перерізу;

Π – нормована перехідна характеристика температури.

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ ТА ІНДЕКСІВ

crit – критична точка деталі;
eq – еквівалентне (напруження);
f – до руйнування (fracture);
FE – скінчено-елементна модель;
FEM – метод скінченних елементів;
max – максимальний;
sens – датчик;
ГТД – газотурбінний двигун;
ГТУ – газотурбінна установка;
ГУ – граничні умови;
зв – зведений параметр;
к – кінець;
К – компресор;
КВТ – компресор високого тиску;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
м – механічний;
МВР – моніторинг виробітку ресурсу;
мон – моніторинг;
МЦВ – малоциклова втома;
НС – напружений (напружено-деформований) стан;
охол – охолодне (повітря);
п – початок;
САК – система автоматичного керування;
СКВ – середньоквадратичне відхилення;
СТ – силова (вільна) турбіна;
ТВаД – турбовальний двигун;
ТК – турбіна компресора;
ТМ – тривала міцність;
ТПЦ – типовий польотний цикл;
ТРДД – турбореактивний двоконтурний двигун;
ТС – тепловий стан;
УПЦ – узагальнений польотний цикл.

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Окремим і найбільш ефективним напрямом забезпечення високих експлуатаційних властивостей авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) є впровадження сучасних стратегій їхньої експлуатації за технічним станом. Невід'ємною складовою цих стратегій є експлуатаційний моніторинг виробітку ресурсу (МВР) за параметричною інформацією, що реєструється на борту. Це дозволяє найбільш повно використовувати наявні ресурси конструкційних елементів, а також підвищити надійність двигуна в цілому шляхом безперервного контролю накопичення пошкоджень. Одними з основних і найбільш навантажених конструкційних елементів ГТД, що безпосередньо визначають ресурс двигуна, є диски турбін, які працюють в умовах інтенсивного циклічного навантаження при підвищених температурах.

Основу систем МВР становлять математичні моделі теплового стану, напруженого стану та накопичення пошкоджень. Для їхньої роботи необхідне точне визначення невимірюваних параметрів робочого процесу (температур і тисків по тракту), які формують граничні умови теплового й силового навантаження деталей. Однак склад вимірюваних параметрів ГТД суттєво обмежений через складність організації вимірювань у гарячій частині, малий ресурс датчиків та їхню високу вартість.

Існуючі методи формування складу вимірювань та відповідних моніторингових моделей (зокрема, створені для робочих лопаток турбін) не можуть бути безпосередньо застосовані для дисків. Це зумовлено тим, що визначальним механізмом руйнування дисків є малоциклова втома (МЦВ), що вимагає специфічної схематизації історії циклічного навантаження. Крім того, індивідуальні особливості вузлів проточної частини та їхня експлуатаційна деградація порушують зв'язки між вимірюваними і невимірюваними параметрами. Ігнорування цього фактора, а також методичних та інструментальних похибок, призводить до неприпустимих похибок в оцінюванні МЦВ. Тому розроблення методу обґрунтованого вибору складу вимірюваних параметрів та формування стійких математичних моделей для моніторингу ресурсу дисків є актуальною науково-прикладною задачею.

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є вдосконалення методичного забезпечення моніторингу ресурсу дисків авіаційних газотурбінних двигунів шляхом створення методу обґрунтованого вибору складу вимірюваних параметрів.

Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно вирішити такі завдання:

– аналіз проблеми моніторингу виробітку ресурсу основних деталей авіаційних ГТД та існуючих методів вибору складу вимірюваних параметрів;
– аналіз похибок моніторингу ресурсу дисків авіаційних ГТД і розробка нового методу формування складу вимірюваних параметрів, адаптованого до умов циклічного навантаження деталей при підвищених температурах;
– формулювання інтегрального критерію ефективності складу вимірювань із комплексним урахуванням інструментальних похибок, профілю польотного циклу та показника робастності моделей до деградації двигуна;
– розробка альтернативних математичних моделей невимірюваних параметрів робочого процесу з метою моніторингу ресурсу дисків ГТД для різних складів вимірювань;
– практичне відпрацювання та перевірка запропонованого методу, критеріїв ефективності та моніторингових моделей при розв’язанні задач моніторингу дисків реального ГТД.

Об’єкт дослідження – процеси експлуатаційного моніторингу термонапруженого стану та виробітку ресурсу основних деталей авіаційних газотурбінних двигунів.

Предмет дослідження – методи формування складу вимірюваних параметрів і математичні моделі невимірюваних параметрів робочого процесу в алгоритмах моніторингу ресурсу дисків турбін.

Методи дослідження. Для розв’язання поставлених завдань використано:

– математичний апарат термодинаміки та теорії авіаційних двигунів використано для розрахунку параметрів проточної частини та граничних умов теплообміну;
– методи математичної статистики, регресійного аналізу та метод головних компонент використано для параметричної ідентифікації та синтезу моніторингових моделей;

– метод скінченних елементів застосовано для еталонного моделювання теплового (ТС) й напружено-деформованого (НС) станів деталей;
– методики розрахунку накопичення пошкоджень (зокрема схематизацію за методом «дощу») задіяно для оцінювання ресурсу за механізмом МЦВ.

Наукова новизна отриманих результатів

1. Розроблено новий метод формування складу вимірюваних параметрів газотурбінних двигунів для забезпечення моніторингу виробітку ресурсу дисків, який відрізняється врахуванням циклічного характеру навантажень і дозволяє визначати найкращий склад вимірюваних параметрів для заданого узагальненого польотного циклу.
2. Сформовано новий критерій ефективності складу вимірюваних параметрів, який ураховує інструментальні та методичні похибки оцінювання ресурсу, робастність використовуваних моделей температурного й напруженого станів дисків до зміни технічного стану двигуна, а також профіль узагальненого польотного циклу.
3. Вдосконалено методичне забезпечення моніторингу ресурсу дисків авіаційних газотурбінних двигунів шляхом використання запропонованого методу формування складу вимірюваних параметрів на основі зазначеного критерію ефективності.

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, результати теоретичних досліджень, висновки та рекомендації, викладені в дисертації, що виносяться на захист, отримані автором особисто. На захист не виносяться результати, які належать співавторам, разом з якими опубліковано наукові статті.

Постановка деяких задач і аналіз результатів в опублікованих наукових працях проводилася разом з науковим керівником або співавторами. У наукових працях, виконаних у співавторстві, здобувачеві належать такі результати: в роботі [1] досліджено, як нерівномірність температурних полів у диску турбіни зменшує його ресурс; у статті [2] представлено загальний алгоритм визначення температури повітря за компресором, оснований на використанні термодинамічних співвідношень між шуканим і вимірюваними параметрами проточної частини, а також запропоновано і проаналізовано альтернативні моделі зазначеної температури; в роботах [3], [4] запропоновано метод ідентифікації граничних умов

теплообміну для деталей турбіни, які потім верифіковано за даними стаціонарних та перехідних режимів стендових випробувань; в роботах [5], [6] описано підхід до створення динамічних моделей термонапруженого стану деталі та запропоновано спрощене подання цих моделей у вигляді передатних функцій для їх програмної реалізації;; в роботі [7] проаналізовано, як похибка визначення параметрів, що формують граничні умови теплообміну, впливає на оцінку накопиченого за політ пошкодження для різних зон диска турбіни; в роботі [8] розроблено інтегральний критерій ефективності та метод формування складу вимірюваних параметрів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідалися та отримали схвальну оцінку на: XVIII, XXVI Міжнародних конгресах двигунобудівників (2013, 2021 рр., Харків), V Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми динаміки та міцності в турбомашинобудуванні. ТУРБО'2014» (2014 р., Київ), «Polish-Ukrainian scientific seminar – New trends in the construction and operation of modern means of air transport» (2020 p., Warsaw, Instytut Lotnictwa), VI Всеукраїнській відкритій науково-практичній конференції факультету авіаційних двигунів «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки» (2026 р., Харків), а також на науково-технічних семінарах кафедри «Конструкції авіаційних двигунів» Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут».

Публікації. Основний зміст дисертації відображено в 8 статтях, 6 з яких входять до переліку фахових видань України [1-5, 8], а дві опубліковано у закордонних фахових виданнях [6, 7], та п'яти тезах доповідей на міжнародних і всеукраїнських науково-технічних конференціях[9-13].

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі змісту, переліку умовних позначень і скорочень, вступу, п'яти розділів, висновків, списків використаних джерел до кожного розділу на 19 сторінках і 4 додатків на 10 сторінках. Загальний обсяг роботи становить 202 сторінки, з них 156 сторінки основного тексту, 31 таблиці та 42 рисунки.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Представлені в роботі дослідження виконано на кафедрі конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут» у рамках виконання держбюджетної теми «Формування технологій створення

адаптивних систем керування ГТД пасажирських і транспортних літаків» (ДР № 0119U100942), а також у рамках госпдоговірних робіт: №203-8/2023(УГК) «Алгоритмічна і програмна реалізація методики розрахунку відпрацювання циклічного ресурсу критичних деталей для електронної системи автоматичного управління двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В-01Т 1 серії» (замовник АТ «МОТОР СІЧ»), №05-НТ/2012(УГК) «Розробка методики й програмного комплексу моніторингу виробітку ресурсів деталей двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В» (замовник АТ «МОТОР СІЧ»), №203-38/2008 «Розробка методичного й програмного забезпечення моніторингу виробітку ресурсів основних деталей двигунів Д-436-148 і АІ-450-МС на літаках АН-148» (замовник АТ «МОТОР СІЧ»), а також за міжнародним контрактом № IHY20/1718UA-203-5/2021 «Development of the method of the aircraft engine life-time monitoring» (замовник Shanghai HYUAN Machinery Technology Co., LTD).

Практичне значення отриманих результатів. Створено інструментарій, який дозволяє обґрунтовано формувати оптимальний склад датчиків для гарантування заданої точності оцінювання малоциклової втоми дисків для будь-якого заданого узагальненого польотного циклу. Кількісно оцінено вплив складу вимірювань на ефективність моніторингу: доведено, що для двигуна ТВ3-117 введення контролю температури за компресором покращує показник робастності системи на 37 %, а спільне додавання вимірювань температур за компресором та за турбіною компресора – на 64 %. Здійснено наскрізну перевірку швидкорахункових алгоритмів: встановлено, що максимальна похибка визначення напружень на усталених режимах не перевищує 0,5 %, а на перехідних режимах локальний максимум похибки (до ±1,5 %) фіксується винятково на безпечних етапах запуску. Розрахункова розбіжність в оцінці ресурсу (за механізмом малоциклової втоми) порівняно з 3D-моделлю становить 0,47 % для диска 1-го ступеня та 4,67 % для диска 2-го ступеня (зумовлена фазовим зсувом пікових напружень). Розроблені алгоритми та програмні модулі використано в АТ «МОТОР СІЧ» для двигунів моделей ТВ3-117ВМА-СБМ1В-01Т (1 серії) та АІ-450-МС. Наукові положення дисертації впроваджено в навчальний процес кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут».

Література до вступу

1. Марценюк, Е. В. Оценка влияния непропорциональности температурного нагружения на ресурс диска турбины авиационного ГТД / Е. В. Марценюк, А. В. Олейник, Н. А. Шимановская // Вісник двигунобудування. – 2008. № 3. – С. 158-162.
2. Марценюк, Е. В. Выбор модели для определения температуры за компрессором при мониторинге выработки ресурса основных деталей трехвального ТРДД / Е. В. Марценюк, С. В. Епифанов, Т. В. Кулик // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2013. – № 10 (107). – С. 154–160.
3. Марценюк, Е. В. Идентификация граничных условий теплообмена турбины по результатам испытаний / Е. В. Марценюк, Ю. А. Зеленый, С. Б. Резник, Р. Р. Климик, Т. В. Кулик // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2015. – № 41 (1150). – С. 72-76.
4. Марценюк, Е. В. Идентификация теплового состояния корпуса турбины авиационного двигателя по экспериментальным данным / Е. В. Марценюк, Ю. А. Зеленый, Р. Р. Климик // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2016. – № 7 (134). – С. 54-61.
5. Зеленский Р. Л. Моделирование динамики радиального размера диска турбины, обусловленной действием механических факторов / Р. Л. Зеленский, С. В. Епифанов, Е. В. Марценюк, В. В. Бойко // Вісник двигунобудування. – 2015. № 2. – С. 80-91.
6. Dynamic turbine clearance simulation considering the influence of temperature on mechanical load-induced displacements / R. Zelenskyi, S. Yepifanov, Ye. Martseniuk [et al.] // Journal of Aerospace Engineering. – 2017. – Vol. 30, Iss. 5. – P. 04017042-1–04017042-11. DOI: http://doi.org/10.1061/(ASCE)AS.1943-5525.0000751.
7. Martseniuk, Ye. Steady and transient thermal state of turbine disk estimation for life-time monitoring / Ye. Martseniuk // Transactions on Aerospace Research. – 2020. – Vol. 3(260). – P. 21-29. DOI:http://doi.org/10.2478/tar-2020-0014 .
8. Марценюк, Є. В. Формування критерію ефективності для вибору складу вимірюваних параметрів системи моніторингу виробітку циклічного

ресурсу дисків авіаційних двигунів / Є. В. Марценюк, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2026. – № 1 (209). – С. 71-83. DOI: http://doi.org/10.32620/aktt.2026.1.07.

9. Епифанов, С. В. Влияние моделей неизмеряемых параметров на эффективность эксплуатационного мониторинга термонапряженного состояния деталей ГТД / С. В. Епифанов, Е. В. Марценюк, К. Маравилла Эррера // Проблеми динаміки і міцності в турбомашинобудуванні. ТУРБО’2014 : V Міжнар. наук.-техн. конф. : тези доп., 27–30 трав. 2014 р., Київ, Україна / НАН України, Ін-т проблем міцності ім. Г. С. Писаренка, Наук. рада з проблеми «Механіка деформованого твердого тіла». – Київ, 2014. – С. 95–96.
10. Марценюк, Є. В. Формування моделей невимірюваних параметрів в алгоритмах моніторингу ресурсу диска ТВТ турбовального двигуна / Є. В. Марценюк, С. В. Єпіфанов. // XXVI - міжнародний конгрес двигунобудівників: тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2021 – С. 65-66.
11. Єпіфанов, С. В. Обґрунтування складу вимірювальної системи авіаційного двигуна для моніторингу ресурсу / С. В. Єпіфанов, Є. В. Марценюк // XXX Міжнародний конгрес двигунобудівників: тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2025 – С. 50-51.
12. Є. В. Марценюк. Інтегральний критерій синтезу оптимального набору вимірюваних параметрів для задач моніторингу ресурсу ГТД. VI Всеукраїнська відкрита науково-практична студентська конференція факультету авіаційних двигунів «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки»: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2026 – 125 с., 28-32.
13. Є. В. Марценюк. Аналіз ефективності моніторингових моделей невимірюваних параметрів ГТД за інтегральним критерієм якості. VI Всеукраїнська відкрита науково-практична студентська конференція факультету авіаційних двигунів «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки»: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2026 – 125 с., 33-36.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ МОНІТОРИНГУ ВИРОБІТКУ РЕСУРСУ ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

1.1 Структура моніторингу ресурсу

1.1.1 Міцнісна надійність конструкційних елементів ГТД

Під міцнісною надійністю розуміють здатність технічного об'єкту виконувати задані функції без відмов, пов'язаних із граничним міцнісним станом – руйнуванням або неприпустимою деформацією елементів конструкції [1, 2, 3] .

Найважливіший параметр, що визначає конкурентоздатність і економічну ефективність ГТД – вартість життєвого циклу – суттєво залежить від характеристик його довготривалості, й, насамперед, міцнісного ресурсу. Вірогідне визначення ресурсу допомагає прийняти правильні рішення про заміну основних деталей двигуна або його модулів і зменшити економічні витрати на обслуговування й ремонт [4].

Важлива роль у забезпеченні надійності ГТД належить методам контролю міцнісної надійності елементів двигунів, зокрема безперервному моніторингу виробітку й прогнозуванню залишкових ресурсів. Насамперед це відноситься до так званих *основних (критичних) деталей*, руйнування яких може спричинити відмову двигуна.

У сучасних стратегіях е*ксплуатації двигунів за технічним станом* і *керування їх ресурсами* це висуває на перший план проблему гранично повного та безпечного використання потенційних ресурсних можливостей кожного екземпляра двигуна. Одним з раціональних шляхів до її вирішення є розробка автоматизованих систем експлуатаційного *моніторингу виробітку ресурсів* основних деталей двигунів і керування витратою ресурсів ГТД залежно від умов їх використання.

У зв'язку з цим нині провідні двигунобудівні фірми - General Electric, Pratt&Whitney, Rolls Royce, Safran, «Івченко-Прогрес» та інші – розробляють і оснащують свої двигуни такими системами [5].

1.1.2 Інструментальні методи

Процеси пошкодження, які відбуваються в деталях ГТД (МЦВ, повзучість і т.і.), розвиваються повільно, що дає можливість оцінювати їх розвиток різними методами [6]. Інструментальні методи розпізнають “видимі” пошкодження деталей [7]. Ці методи встановлюють більшою мірою факт виробітку ресурсу, ніж рівень його виробітку.

Існують два види інструментальних методів МВР для основних деталей ГТД. Перший – *інструментальний неруйнівний контроль*, є найбільш розповсюдженим, відповідними методами є ультразвуковий, люмінесцентний, вихрострумовий і вібраційний [8, 9, 10].

Широко розповсюджена візуально-оптична діагностика стану поверхонь двигуна за допомогою ендоскопічних приладів, недоліком якої є необхідність наявності вікон, які забезпечують доступ до критичних деталей – робочих лопаток і соплових апаратів компресора і турбіни [11]. Рівень достовірності цього методу є доволі низьким.

Нідерландська фірма KEMA створила метод TINTELL моніторингу ресурсу, який складається з трьох основних етапів: підбір лопаток і їх критичних перерізів, визначення їх деградації й прогнозування залишкового ресурсу. Для визначення ступеня деградації лопаток використовуються ендоскопія та кольорова дефектоскопія в поєднанні з оптичним методом тензометрії та методом вихрострумової дефектоскопії. Залишковий ресурс визначається з використанням МКЕ з урахуванням повзучості, механічної втоми, термічної втоми, окиснення й корозії. Основним недоліком цього підходу є низька достовірність використовуваних методів діагностування [12].

Фірма EPRI (США) створила систему моніторингу ресурсу першого ступеня ТГД. Вона формує інформацію про ТС і НДС, яка допомагає інженерам приймати правильні рішення (продовжити чи зняти з експлуатації двигун, модуль або деталь) і зменшити економічні витрати. Цей метод не визначає залишковий ресурс, він тільки є методом отримання інформації про поточний стан; в подальшому ця інформація підлягає додатковому аналізу [13].

Другий метод – *інструментальний руйнівний контроль* [14, 15]. Цей метод базується на визначенні міцності, твердості, мікроструктури та інших властивостей матеріалів і не може бути використаний для безперервного моніторингу.

Практично єдиним інструментальним методом, який дозволяє дослідити хід процесів накопичування пошкоджень в деталях ГТД в реальному часі, є метод акустичної емісії [16, 17]. Його недоліком є необхідність виокремлення слабих акустичних сигналів на фоні експлуатаційних шумів. У роботі [18] за допомогою методу акустичної емісії та спеціальної комп'ютерної програми змогли визначити наявність, розташування й розмір тріщини в диску. Цей метод потребує проведення попередніх руйнівних експериментів, щоб отримати необхідні дані для оформлення й перевірки моделей одного специфічного типу двигунів, що є його головним недоліком. У роботі [19] зазначено, що пряма діагностика металевих конструкцій методом акустичної емісії неможлива внаслідок одночасного протікання в деталях процесів пластичного деформування та руйнування.

1.1.3 Розрахункові методи

Ці методи пов'язані з пошкодженнями, які поступово накопичуються в мікрооб'ємах матеріалу та до певної стадії не виявляються інструментальними засобами. Для їх оцінки необхідно використовувати розрахункові методи, які зв'язують, відповідно до моделі міцнісної надійності, інтенсивність накопичення пошкоджень з умовами роботи деталей. Подібні методи, які традиційно використовуються в міцнісних розрахунках і в ресурсному проєктуванні, є основою створення всіх сучасних систем МВР.

Деякі роботи в області МВР основані на енергетичній теорії [20, 21, 22] і припущенні про те, що сумарна енергія деформації під час монотонного та втомного руйнувань є однаковою.

1.1.4 Розрахунки виробітку ресурсу за наробітком і за кількістю циклів (лічильники наробітку)

Одна з відомих і найпростіших систем МВР основана на реєстрації загального часу роботи двигуна. На протязі багатьох років для визначення оптимальних інтервалів між ремонтами використовувались два методи.

Перший метод оснований на припущенні про те, що наробіток і кількість циклів пуск-зупин спричиняють різні види пошкоджень, незалежних між собою. При цьому кількість циклів пуск-зупин впливає на інтенсивність циклічних пошкоджень, у тому числі на МЦВ. Наробіток спричиняє інші види пошкоджень, такі як ерозія, корозія та повзучість.

Другий метод передбачає, що пошкодження виникає як результат сумарної дії наробітку та кількості циклів пуск-зупин. У роботі [23] на основі аналізу газотурбінної установки (ГТУ) PGT10 фірми GE показано, що існує спільний вплив наробітку й кількості циклів пуск-зупин на пошкодження деталей ГТУ, та запропоновано метод визначення спільного впливу наробітку й циклів пуск-зупин, який забезпечує достатню точність тільки для стандартних режимів роботи.

Ілюстрацію спільної дії наробітку й кількості циклів пуск-зупин наведено на рис. 1.1 [23].

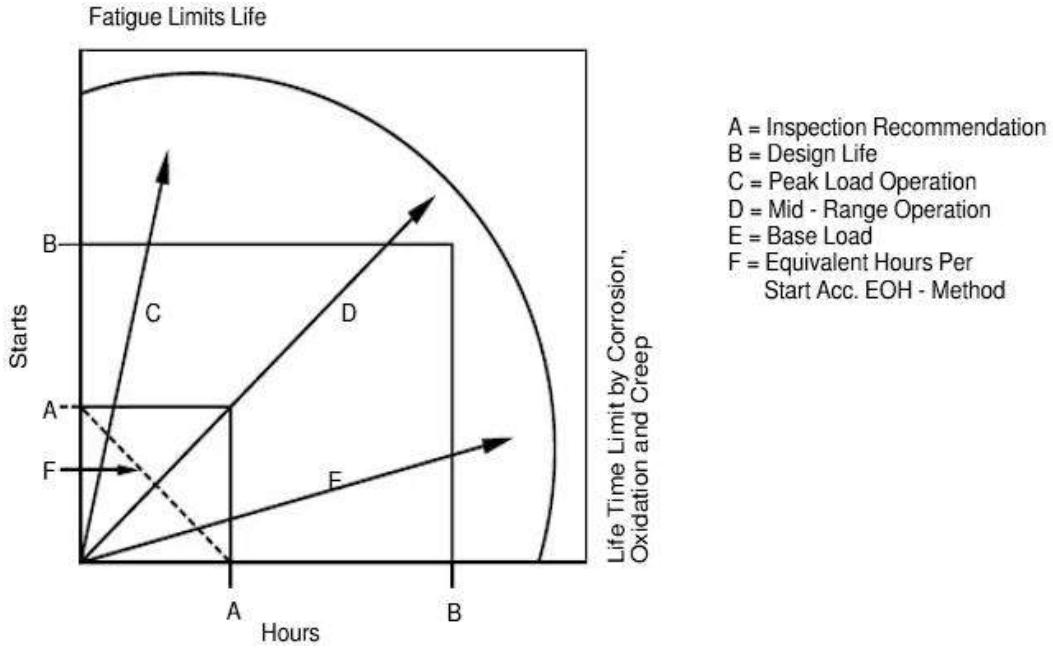

Рис. 1.1 – Співвідношення наробітку й кількості циклів пуск-зупин

Нині прогнозування виробітку ресурсу розвивається на основі моделей росту тріщин. Фірма Mitsubishi Power Systems виконала дослідження з метою визначення оптимального графіка технічного обслуговування для різних двигунів наземного використання з урахуванням зміни їх технічного стану на основі визначення граничного розміру тріщини. Результати дослідження показали, що виникнення тріщини залежить від кількості циклів, а її розповсюдження – від кількості циклів і наробітку [24]. Цей факт ускладнює розв'язання задачі правильного прогнозування критичного стану двигунів. Недоліком цього методу є недостовірність прогнозу досягнення тріщиною критичного розміру, тому що моделі не можуть описати поведінку тріщини з необхідною вірогідністю.

1.1.5 Концепція МВР

Систематичний аналіз структури проблеми експлуатаційного моніторингу виробітку ресурсу деталей авіаційних ГТД і методів її вирішення виконаний у дисертаційній роботі О. В. Олійника [25]. Він запропонував концепцію розробки систем МВР, яка в своїй початковій частині являє собою узагальнення й розвиток ряду положень, реалізованих у відомих системах МВР. У основній частині ця концепція містить нові положення, спрямовані на рішення проблеми підвищення точності МВР. Вона розглядає моніторинг виробітку ресурсів як експериментально-розрахунковий метод контролю (оцінки) поточного значення виробітку ресурсів у процесі експлуатації конкретного екземпляру двигуна по інформації від штатних засобів контролю його параметрів.

Алгоритм моніторингу є системою інформаційно пов'язаних математичних моделей, які забезпечують перетворення вимірювальної інформації в оцінки ТС і НС основних деталей і далі в ресурсні показники (рис. 1.2). Основу алгоритму складають: моделі проточної частини двигуна; моделі граничних умов теплообміну деталей; моделі ТС (температура в критичній точці) деталей; моделі НС унаслідок теплового й силового навантаження; алгоритм відокремлення й аналізу циклів навантаження; база даних про властивості матеріалів; моделі довговічності, накопичення пошкоджень, виробітку ресурсів.

Запропонована концепція успішно реалізована в системах МВР авіаційних двигунів і для промислової установки [25, 26]. Недоліком використаних моделей є те, що вони не враховують зміни параметрів двигуна внаслідок зміни технічного стану проточної частини, які можуть бути проявом похибок виготовлення та збирання, а також зміни характеристик проточної частини внаслідок її експлуатаційного зношування.

Один із шляхів до усунення цього недоліку – вдосконалення алгоритму моніторингу (рис. 1.2). Для цього необхідно підвищити точність методів, які використовуються для моніторингу ТС і НС.

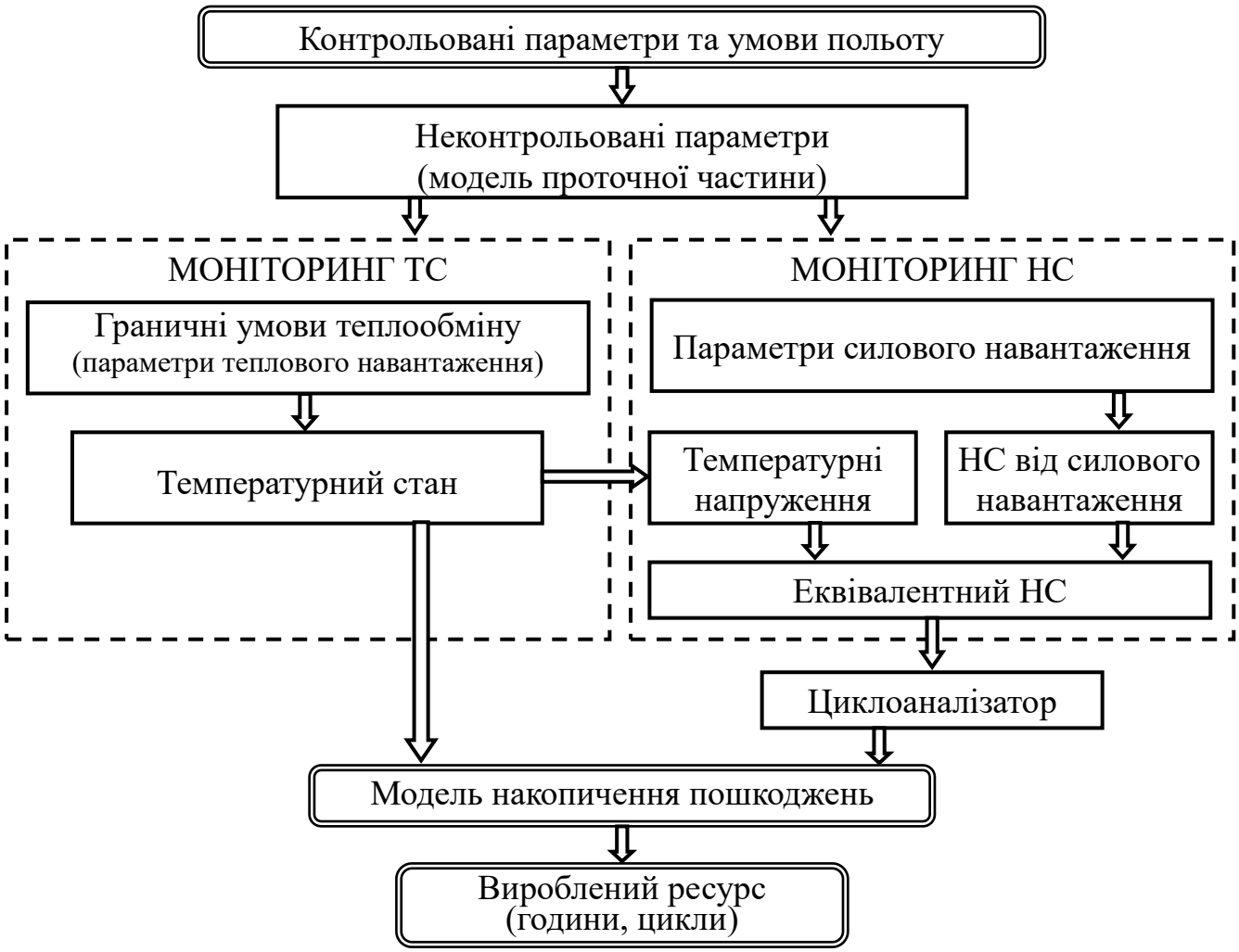

Рис. 1.2 – Схема обробки інформації в процесі моніторингу відпрацювання ресурсу

Таким чином, моніторинг виробітку ресурсу є складною комплексною задачею, розв’язання якої передбачає декілька етапів аналізу:

— розрахунок параметрів, які визначають граничні умови теплообміну, а також умови механічного та газодинамічного навантаження;

— визначення теплового стану та температурних напружень;

— визначення напружено-деформованого стану аналізованих деталей;

— відокремлення характерних ділянок усталених режимів і циклів навантаження;

— розрахунок пошкоджень за тривалою міцністю та малоцикловою втомою.

Успішне розв’язання цієї задачі визначається використовуваними на кожному зі згаданих етапів моделями. Методичною основою оцінки ресурсу деталей є скінченно-елементні моделі теплового і напружено-деформованого стану. Внаслідок складності, їх не може бути використано для експлуатаційного моніторингу ресурсу. Тому виникає необхідність їх заміни спрощеними моніторинговими моделями.

Під час моніторингу використовується значний об’єм різнорідної інформації: механічні та теплофізичні властивості матеріалів, геометричні параметри деталей, характер прикладення теплових, механічних і газодинамічних навантажень, параметри режиму та польотних умов. Усі ці дані містять похибки, проте комплексний аналіз їх внеску в сумарну похибку моніторингу виробітку ресурсу донині не виконано.

1.2 Оцінювання точності моніторингу виробітку ресурсу

Визначення будь-якого параметра, що характеризує робочий процес або поточний стан двигуна, має супроводжуватися оцінкою його точності. Це відноситься й до виробітку ресурсу.

Хоч аналіз літературних джерел не виявив наявності публікації, яка була б цілком присвячена аналізу точності моніторингу виробітку ресурсу, елементи такого аналізу можна знайти в різних дослідженнях.

Так, в роботі [5] співробітники NASA подали структуру системи моніторингу ресурсу (див. рис. 1.3), яка стала класичною. Блок FACE реєструє польотні дані; блок GSP розраховує за цими даними параметри робочого процесу двигуна; блоки

MARK розраховують значення температур і напружень, а блок LIFING MODEL – виробіток ресурсу.

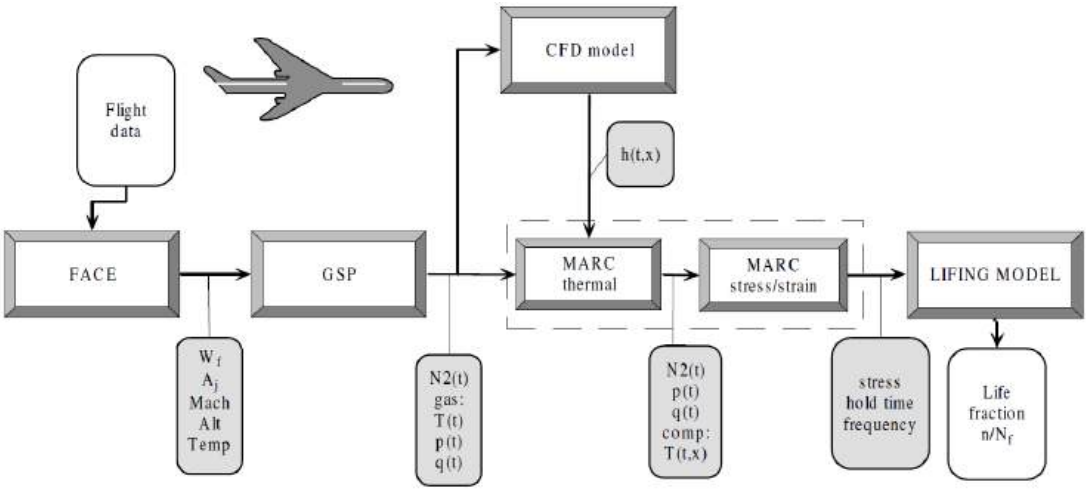

Рис. 1.3 – Структура системи моніторингу ресурсу, запропонована NASA

У цій роботі наведено характерні значення похибок, які відповідають окремим блокам системи: реєстрація параметрів – 1 %, визначення параметрів робочого процесу – 2 %, визначення механічних напружень – 2 %. Рівень похибок визначення температур не наведено, але зазначено, що головним чинником цих похибок є похибки коефіцієнтів теплообміну. Їх вплив на визначення статичних температур невеликий, тому при аналізі тривалого статичного навантаження ними можна знехтувати. Але ж при аналізі малоциклової втоми ці похибки є визначальними. В цілому, похибки визначення навантажень деталей двигуна в цих умовах можуть сягати 10 %, що спричиняє похибки визначення ресурсу 20 %, але це значення може зрости до 50 %, якщо врахувати похибки визначення механічних властивостей матеріалу. Ця робота містить загальні розсуди, суттєвим недоліком є відсутність аргументації рівнів наведених похибок.

У роботі [26, 27, 28] В. А. Філяєвим та ін. було виконано аналіз точності визначення відносних пошкоджень дисків турбін програмним комплексом, розробленим за його участю. Відносним пошкодженням (зазначені автори називають її коефіцієнтом напруженості поточного польотного циклу), що він розглянув, є величина $\eta_i = \dfrac{D_i}{D_{УПЦ}}$, де D_i – фактичне накопичене пошкодження в i-му

польоті, а $D_{УПЦ}$ – накопичене пошкодження в узагальненому польотному циклі. Розклавши зазначену функцію в ряд Тейлора, він отримав такий зв'язок між похибкою визначення відносного пошкодження $\Delta\eta_i$ та похибками ΔD_i, $\Delta D_{УПЦ}$ визначення пошкоджень у поточному й узагальненому польотних циклах:

$$\Delta\eta_i = \Delta D_i - \frac{\Delta D_{УПЦ}}{D_{УПЦ}^2}. \qquad (1.1)$$

Як головні чинники похибок ΔD_i, $\Delta D_{УПЦ}$ розглянуто похибки визначення температури Δt, деформації $\Delta\varepsilon$ і витривалості матеріалу (кількості циклів до руйнування) ΔN_f. Тоді

$$\Delta D_i = \frac{\partial D_i}{\partial t}\Delta t + \frac{\partial D_i}{\partial \varepsilon}\Delta\varepsilon + \frac{\partial D_i}{\partial N_f}\Delta N_f ;\ \Delta D_{УПЦ} = \frac{\partial D_{УПЦ}}{\partial t}\Delta t + \frac{\partial D_{УПЦ}}{\partial \varepsilon}\Delta\varepsilon + \frac{\partial D_{УПЦ}}{\partial N_f}\Delta N_f .$$

Усі необхідні для подальшого аналізу величини автори визначили чисельно, розглянувши як приклад поточного польотного циклу роботу двигуна під час повного набору режиму від малого газу до злітного.

Визначена в результаті такого аналізу величина шуканої похибки склала $\Delta\eta_i = -0{,}046$, що при $\eta_i = 0{,}77$ відповідає відносній похибці $\delta\eta = \frac{\Delta\eta}{\eta} =$ 6 %.

З наведених даних видно, що цитована робота містить методику аналізу похибок оцінювання виробітку ресурсу, яка має практичне значення. Однак ця методика має ряд недоліків:

1) Автори знехтували інструментальними похибками вимірювання параметрів під час експлуатації.

2) Як джерела загальної похибки розглянуто лише похибки, які визначаються розбіжністю між моніторинговими та скінченно-елементними моделями теплового й напруженого станів.

3) Похибки визначення температури диска досліджено лише на усталених режимах, у той час як для дисків актуальними є значення температури, що відповідають найбільшим напруженням, а ці напруження зазвичай спричинені

температурною нерівномірністю та є максимальними не на усталених, а на перехідних режимах.

4) Розглянуто лише один тип двигуна.

5) Розглянуто лише одну критичну точку диска – центральний отвір. Зазвичай ця точка не є критичною.

6) Навіть для одного двигуна проаналізовано не його типовий польотний цикл, а тільки один перехідний режим.

З приводу п. 2 можна відмітити, що автори вважають зазначені похибки моделей систематичними й відомими. Тоді постає питання про те, чи не можна компенсувати, тобто усунути вплив цих похибок, якщо вони відомі?

Таким чином, зазначена методика не є досить універсальною та не може бути використана для формування критерію ефективності моніторингу ресурсу при виборі складу вимірюваних параметрів.

У своїй докторській дисертації [25] та публікаціях [29, 30, 31, 32] О. В. Олійник дослідив точність моніторингу. Для відносної похибки визначення відносного пошкодження він отримав таке співвідношення:

$$\delta\eta = \sqrt{\left(\frac{\partial \ln \eta}{\partial \sigma_{\max}} \Delta\sigma_{\max}\right)^2 + \left(\frac{\partial \ln \eta}{\partial t} \Delta t\right)^2}, \qquad (1.2)$$

де $\sigma_{\max}$ – максимальне напруження в циклі навантаження;

t – розрахункова температура, яка зазвичай дорівнює температурі в момент досягнення максимального напруження.

Використавши формулу Менсона для асиметричного циклу, автор перетворив цей вираз на

$$\delta\eta = 8{,}3\sqrt{\delta\sigma_{\max}{}^2 + z\Delta t^2}, \qquad (1.3)$$

де $\delta\sigma_{\max} = \Delta\sigma_{\max}/\sigma_{\max}$ – відносна похибка моделі НС; $z = \frac{1}{\sigma_{TM}} \frac{d\sigma_{TM}}{dt}$; σ_{TM} – межа тривалої міцності.

Далі він визначив, що для жароміцних сплавів $z \approx -0{,}004$ 1/K і отримав, що для забезпечення відносної похибки МВР $\delta\eta \approx 10...15$ % допустимі значення похибок моніторингу ТС і НС складають $\Delta t < 3$ °C, $\delta\sigma_{max} < 1$ %.

У подальшому О. В. Олійник зосередився на похибках моніторингових моделей. Він визначив, що похибки запропонованих ним моделей температурного стану на усталених режимах складають 0,2 %, а на перехідних режимах – не більше 5 К. Похибки визначення температурних напружень було забезпечено в межах до 0,7 %.

Найважливішим результатом цих робіт можна вважати пропозицію використати рівняння малоциклової втоми (зокрема, рівняння Менсона) для аналізу впливу діючих факторів на похибку визначення пошкодження. Але у цих роботах розглянуто лише одну складову рівняння Менсона, яка відповідає дії пружних факторів, а також не усунуто більшість недоліків, які перелічено вище. До того ж, у них не розглянуто похибки визначення напружень від дії силових факторів.

Найбільш змістовною, на наш погляд, роботою з обґрунтування складу вимірюваних параметрів для моніторингу ресурсу є дисертаційна робота Кріса Маравілля [33], а також статті [34, 35] за його співавторством із С. В. Єпіфановим. У цих роботах, на відміну від тих, що проаналізовано вище, розглянуто вибір складу вимірюваних параметрів двигуна із урахуванням трьох головних складових точності: похибок моніторингових моделей (у цьому ці роботи співпадають із попередніми), похибок вимірювання параметрів двигуна, а також впливу індивідуальних особливостей двигуна, зумовлених розкидом технологічних параметрів, а також деградацією під час експлуатації.

Авторами показано, що проблему вибору складу вимірюваних параметрів неможливо розглядати без аналізу та вибору математичних моделей температурного та напруженого станів деталей. Відмінності між моделями напруженого стану з впливом на похибки моніторингу виробітку ресурсу є значно меншими, ніж між моделями температурного стану. Тому в подальшому розгляд сконцентровано саме на цих моделях. Ще одне спостереження, яке зробили автори, полягає в тому, що моделі, найкращі за точністю перетворення похибок вимірювання в кінцеву похибку

визначення температурного стану, виявилися найкращими за робастністю до індивідуальних особливостей проточної частини двигуна.

Таким чином, у зазначених роботах запропоновано методику обґрунтування складу вимірюваних параметрів із урахуванням усіх факторів, вплив яких залежить від цього складу: похибок вимірювання, похибок і робастності моніторингових моделей. Але ж ці роботи присвячено дослідженню ресурсу робочих лопаток турбін, для яких актуальним є тривале статичне навантаження, в той час як для дисків турбіни необхідно насамперед ураховувати вплив малоциклової втоми.

1.3 Методи обґрунтування складу вимірюваних параметрів двигунів, необхідних для розв'язання задач діагностування технічного стану

Як встановлено в попередніх розділах, уся вихідна інформація, яка дозволяє визначити відмінність конкретних умов польоту від умов типового польотного циклу, надходить у вигляді параметрів польоту та робочого процесу двигуна. Тому підходи до обґрунтування вибору складу вимірюваних параметрів двигунів найбільш розвинено саме в напрямку діагностування проточної частини. Розглянемо можливість їх використання для розв'язання задач дослідження.

Усі параметри робочого процесу взаємопов'язані, й ці взаємозв'язки змінюються при виникненні несправностей. Ця особливість проточної частини відрізняє її від деяких інших систем двигуна, для яких можна визначити однозначні зв'язки між несправностями та вимірюваними параметрами. Тому при формуванні складу вимірюваних параметрів проточної частини необхідно використовувати інформацію про зв'язки між параметрами станів і параметрами робочого процесу, зі складу яких вибираються вимірювані параметри. Цю інформацію містять математичні моделі.

1.3.1 Вимоги до вимірюваних параметрів для діагностування проточної частини та до методів їх вибору

Головними вимогами до вимірюваних параметрів є:

1. Доступність для вимірювання в експлуатації.

2. Висока чутливість до зміни якомога більшої кількості станів проточної частини.

3. Мала похибка вимірювання.

4. Однозначність зміни параметра при різних станах.

5. При доданні параметра до вихідного складу вимірюваних параметрів він має вносити максимально можливу кількість додаткової інформації про стан об’єкта.

Головними вимогами до методів вибору вимірюваних параметрів є такі:

1. Мають ураховуватися всі вимоги до параметрів.

2. Мають ураховуватися ймовірності станів об’єкта, для розпізнавання яких вибираються параметри.

3. Мають ураховуватися впливи станів на показники ефективності експлуатації літального апарата.

4. Мають ураховуватися наслідки невірного діагностування.

1.3.2 Структура методу вибору вимірюваних параметрів для діагностування

У загальному випадку, будь-який метод вибору вимірюваних параметрів містить такі елементи:

1. Склад параметрів-претендентів (параметрів, які можна вибрати як вимірювані).

2. Показники точності вимірювань.

3. Склад станів, які мається розпізнавати з використанням цих параметрів.

4. Параметричний опис станів, які мається розпізнавати: задання параметрів технічного стану, визначення набору параметрів технічного стану, які характеризують кожний стан, і зв’язків між цими параметрами для кожного стану, а також задання границь зміни цих параметрів технічного стану.

5. Опис зв’язку між станами та параметрами (математична модель об’єкта).

6. Критерії ефективності діагностування та алгоритми їх визначення для заданого складу вимірюваних параметрів.

7. Правила вибору найкращого складу вимірюваних параметрів.

1.3.3 Методи, основані на аналізі чутливостей параметрів до несправностей

Ці методи можна вважати найбільш простими [36]. Як вихідна інформація задаються:

– склад станів, які необхідно розпізнавати;

– склад параметрів, які можна вимірювати;

– лінійна математична модель об'єкта

$$\delta\vec{\mathbf{Y}} = \mathbf{H} \cdot \delta\vec{\boldsymbol{\theta}}, \tag{1.4}$$

де $\delta\vec{\mathbf{Y}}$ – (mx1) – вектор відносних відхилень від нормальних значень усіх параметрів, які можна вимірювати;

$\delta\vec{\boldsymbol{\theta}}$ – (nx1) – вектор відносних відхилень параметрів технічного стану від нормальних значень;

$\mathbf{H} = \{h_{ik}\}$ – (m×n) – матриця коефіцієнтів впливу.

Як критерій ефективності діагностування використовується середня чутливість кожного вимірюваного параметра до станів

$$h_i = \frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n}|h_{ik}|. \tag{1.5}$$

Параметри, які можна виміряти, ранжують за зниженням середньої чутливості.

Рішеннями задачі є найбільш чутливі параметри, розташовані на початку отриманого переліку параметрів. Кількість обраних параметрів визначає експерт.

Цей метод має ряд недоліків. Зокрема, він не враховує те, що одні стани можуть реалізовуватися значно частіше від інших. Не враховується різниця між похибками вимірювання параметрів, різниця між значеннями відхилень параметрів технічного стану при появі різних станів.

Необхідність урахування зазначеної та іншої інформації привела до створення модифікацій цього методу:

– різниця між похибками вимірювання враховується ваговими коефіцієнтами $w_i = \frac{1}{\sigma_i}$, де σ_i – середньоквадратичне відхилення похибки вимірювання j-го параметра;

– частоти появи станів об’єкта S_k зазвичай задаються у вигляді ймовірностей $P(S_k)$, k=1,…, n;

– максимальне значення відхилення відповідного певному стану параметра технічного стану задається величиною $\delta\theta_{k\,\max}$.

Тоді формула (1.4) перетворюється до вигляду

$$h_i = \frac{w_i}{n}\sum_{k=1}^{n} P\left(S_k\right)\left|\delta\theta_k h_{ik}\right|. \qquad (1.6)$$

Зазначений підхід використовується в ряді публікацій. Так, у роботі Кренфілдського університету [37] розглянуто ГТУ на базі двигуна Rolls Royce AVON і показано важливість ключових параметрів для діагностування – таких як частота обертання й витрата палива, а також переважна роль у визначенні коефіцієнту корисної дії (ККД) таких параметрів як тиск і температура. У роботі [38] виконано подібний аналіз параметрів промислової ГТУ RB211-24G.

Розглянуті вище методи вибору вимірюваних параметрів на підставі аналізу чутливості дозволяють врахувати практично всі перераховані вище абсолютні властивості вимірюваних параметрів. Однак вони не враховують відносні властивості, які полягають у тому, що при додаванні будь-якого параметра до вихідного складу параметрів, що вимірюються, він повинен вносити максимально можливу кількість додаткової інформації про стан об’єкта. Це може виявитися в тому, що до складу параметрів, що вимірюються, будуть включені два або більше параметрів, що мають великі, але однакові чутливості до всіх станів.

1.3.4 Методи, основані на аналізі кореляцій між вимірюваними параметрами

Щоб виключити вибір однакових за чутливістю параметрів, необхідно визначити кореляції між цими параметрами. Для цього використовується метод, запропонований Провостом [39], із деякими модифікаціями. Кореляційна матриця системи визначається як

$$\mathbf{G} = \mathbf{P} \cdot \mathbf{P}^T, \text{ де } p_{ik} = \frac{h_{ik}}{h_i}, \; h_i = \sqrt{\sum_{k=1}^{n} h_{ik}^2}. \tag{1.7}$$

Звісно, критерій кореляції необхідно використовувати при виборі параметрів спільно з критерієм чутливості. Проте критерій чутливості має перший пріоритет, тому що відбиває внесок вимірюваного параметра в точність діагностування.

1.3.5 Методи, основані на аналізі похибок ідентифікації

Недоліки методів, основаних на аналізі чутливості, зумовлені тим, що в цих методах критерії ефективності формуються індивідуально для кожного вимірюваного параметра, а не для вибраної групи вимірюваних параметрів.

Пошук відповідних критеріїв приводить до розгляду задачі ідентифікації – визначення оцінок параметрів технічного стану $\delta\vec{\boldsymbol{\theta}}$ на основі вимірюваних значень параметрів робочого процесу $\delta\vec{\mathbf{Y}}$. Аналіз відповідної літератури показує, що це завдання зазвичай розв'язується за допомогою методу найменших квадратів (МНК) або його модифікацій, регуляризованих із метою забезпечення стійкості алгоритму оцінювання, а аналіз похибок виконується з використанням коваріаційної матриці похибок оцінок

$$\mathbf{\Phi}(\hat{\vec{\boldsymbol{\theta}}}) = \mathbf{P}(\hat{\vec{\boldsymbol{\theta}}}) = \begin{vmatrix} \sigma^2_{\theta\,1} & \operatorname{cov}(\theta_1,\theta_2) & \dots & \operatorname{cov}(\theta_1,\theta_n) \\ \operatorname{cov}(\theta_2,\theta_1) & \sigma^2_{\theta\,2} & \dots & \operatorname{cov}(\theta_2,\theta_n) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \operatorname{cov}(\theta_n,\theta_1) & \operatorname{cov}(\theta_n,\theta_2) & \dots & \sigma^2_{\theta\,\mathrm{n}} \end{vmatrix} = \left(\sum_{j=1}^{N} \mathbf{H}_j{}^T \mathbf{R}^{-1} \mathbf{H}_j \right)^{-1}, \tag{1.8}$$

де $\sigma^2_{\theta\,\mathrm{k}}$ – дисперсія оцінки *k*-го параметра технічного стану;

$\mathrm{cov}(\theta_k, \theta_q)$ – взаємна коваріація оцінок *k*-го і *q*-го параметрів.

Ця матриця містить повну інформацію про похибки оцінок. Проте при її практичному використанні як критерію ефективності виникають складності, пов'язані з тим, що вона має значний розмір (nxn). Для практичного використання необхідно зменшити кількість показників, у ідеальному випадку сформувати на основі цієї матриці один показник, такий як середня дисперсія $\Phi(\hat{\hat{\boldsymbol{\theta}}}) = \frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n}\sigma^2_{\theta\,\mathrm{k}}$ або максимальне значення $\Phi(\hat{\hat{\boldsymbol{\theta}}}) = \max_k \left\{\sigma^2_{\theta\,1}\ \sigma^2_{\theta\,2}\ \ldots\ \sigma^2_{\theta\,\mathrm{n}}\right\}$.

В роботах [40, 41, 42] запропоновано метод оптимального вибору вимірюваних параметрів (значення яких утворюють вектор вимірювань $\vec{\mathbf{Y}}$, а також інших значущих факторів організації експерименту при багаторежимній параметричній ідентифікації вузлів ГТД. На прикладі ТРДД типу Д-36 розглянуто 18 доступних вимірюванню параметрів, ураховано різний рівень похибок вимірювання: $\sigma_p = \sigma_T = 0{,}3$ %; $\sigma_n = 0{,}07$ %; $\sigma_G = 0{,}4$%. Змінювання технічного стану характеризувалася варіюванням 11 характеристик вузлів. Розглянуто п'ять різних режимів роботи двигуна на землі.

У роботах NASA [43, 44] розглянуто вибір датчиків для розпізнавання несправностей двовалового ТРДД із використанням фільтра Калмана. Визначено найбільш ефективні параметри, додання яких до базового складу параметрів дає найбільш інтенсивне зменшення похибок оцінювання характеристик вузлів (Health parameters). До базового складу входять частоти обертання роторів, температура на вході до компресору високого тиску (КВТ), тиск на виході з КВТ і температура на виході з турбіни. Результати визначення СКВ оцінок характеристик вузлів при доданні додаткових параметрів представлено в табл. 1.1. Жирним шрифтом виділено значення характеристик, вибрані для оцінювання. Інші характеристики не оцінювались і вважалися відомими, а значення СКВ=4 % відповідає апріорній похибці цих параметрів.

З таблиці видно, що додання датчиків призводить до зменшення похибок оцінювання. Видно також, що навіть повний склад датчиків не забезпечує

необхідну для вірогідного діагностування точність оцінювання деяких параметрів – ККД вентилятора та ККД компресору низького тиску.

Таблиця 1.1 – Теоретичне СКВ оцінок параметрів технічного стану

# Sensors	sensors added to baseline						Health Parameter Theorectical Mean Squared Estimation Errors (% squared)										
	P24	T30	P45	P50	T50	P15	η_{FAN}	γ_{FAN}	η_{LPC}	γ_{LPC}	η_{HPC}	γ_{HPC}	η_{HPT}	γ_{HPT}	η_{LPT}	γ_{LPT}	SSEE
5							4.00	***5.01***	4.00	***6.09***	4.00	***0.79***	***3.31***	***0.20***	4.00	4.00	35.40
6					x		4.00	***2.01***	4.00	***2.80***	4.00	***0.74***	***3.26***	***0.18***	***1.02***	4.00	26.01
7		x			x		4.00	***2.02***	4.00	***2.82***	***0.41***	***0.78***	***1.28***	***0.17***	***1.02***	4.00	20.51
8		x	x		x		4.00	***2.02***	4.00	***2.90***	***0.41***	***0.80***	***0.26***	***0.18***	***0.48***	***0.23***	15.28
9		x	x		x	x	***1.06***	***0.50***	4.00	***3.20***	***0.38***	***0.64***	***0.25***	***0.19***	***0.45***	***0.24***	10.90
10	x	x	x		x	x	***0.98***	***0.48***	***3.38***	***0.83***	***0.38***	***0.62***	***0.24***	***0.19***	***0.43***	***0.24***	7.77
11	x	x	x	x	x	x	***0.85***	***0.48***	***3.16***	***0.79***	***0.37***	***0.57***	***0.23***	***0.15***	***0.31***	***0.19***	7.11

Аналогічні, більш детальні дослідження представлено в роботі [45].

Для розвитку цього методу можна було б дослідити більш ефективні алгоритми, щоб підвищити ефективність отримання оптимальної конфігурації датчика. М. Бхушан і Р. Ренгасвамі [46, 47] дослідили проблему вибору датчиків для однократних і двократних несправностей. М. Крісандер і Е. Фріск [48] удосконалили компонування датчиків у промислових клапанах, виходячи з обмежень швидкості виявлення несправностей та точності ідентифікації, що ефективно підвищило точність ідентифікації. Ф. Лу та ін. [49] інтегрували можливості оцінки стану розширеного фільтра Калмана (EKF) з характеристиками оптимізації адаптивного генетичного алгоритму, забезпечивши одночасне оцінювання погіршення характеристик двигуна та виявлення несправностей датчиків. Це ефективно підвищило точність та надійність діагностичної системи. П. Янг та ін. [50] запропонували метод оптимізації складу датчиків, оснований на аналізі перетину ліній встановлення датчиків та супутніх стратегіях розділення та об’єднання наборів, але отримувані розв’язки все ще мали деякі недоліки. На цій основі С. Чжен та ін. [51] запропонували багатоцільовий метод оптимізації компонування датчиків, оснований на алгоритмі диференціальної еволюції, який мав значні переваги у підвищенні точності вимірювання палива та оптимізації швидкості обчислень. М. Юань та ін. [52] оптимізували розташування датчиків вимірювання палива за допомогою алгоритму Particle Swarm Optimization,

покращивши безперервність та вимірюваний діапазон вимірювання палива. У відповідь на ситуацію, коли однодоменні ознаки не надають вичерпної інформації для діагностики несправностей авіаційного двигуна, Х. Лі та ін. [53] використали оптимізовані багатодоменні ознаки як індикатори для оцінки стану справності датчиків, отримавши кращу діагностичну точність та обчислювальну ефективність.

Подальший розвиток робіт у цьому напрямку висвітлено в статті Л. Гао та ін. [54], де головна увага зосереджена на розробці ефективного алгоритму пошуку оптимального розв'язку. Використаний критерій оптимальності складу вимірюваних параметрів як головну частину (з відносною вагою 0,8) містить похибки оцінювання параметрів характеристик вузлів проточної частини, а як додаткові частини (з вагою 0,1 кожна) – показники, що відображають розташування датчиків за перерізами, а також збалансованість кількості датчиків тиску, температури та швидкості.

У світі проблеми визначення невимірюваних параметрів, критерії, що сформовані з похибок оцінювання характеристик вузлів, не можна вважати такими, що безпосередньо характеризують якість оцінювання невимірюваних параметрів. Це ускладнює використання відповідних методів вибору складу вимірювальної системи.

1.3.6 Методи, основані на аналізі матриці похибок (Confidence Matrix)

Ці методи [**Помилка! Джерело посилання не знайдено.**] основані на апріорному аналізі ймовірностей діагностування та виборі таких наборів вимірюваних параметрів, які забезпечують найбільші ймовірності вірного діагностування й найменші ймовірності хибних діагнозів.

Для найпростішого випадку діагностування, коли об'єкт може мати всього два стани (справний і несправний), можливі такі результати діагностування: TP – true positive; TN – true negative; FP – false positive; FN – false negative. Ймовірності цих результатів складають (2x2)-матрицю похибок. Відповідні показники ефективності класифікації станів наведено в табл. 1.2 [56].

Для множини несправностей матриця похибок показана в табл. 1.3.

Матрицю похибок можна представити в нормалізованому вигляді, якщо кожен елемент розділити на суми всіх елементів у стовпчику. В цій матриці сума всіх елементів кожного стовпчика буде дорівнювати 1. Можна нормувати матрицю, поділивши кожний елемент на суму всіх елементів матриці. Ця матриця називається ймовірнісною матрицею похибок. Сума діагональних елементів такої матриці є важливою статистикою – ймовірністю вірної класифікації (PCC). Її протилежністю є ймовірність невірної класифікації (PMC). Слід відмітити, що таке розташування істинних станів і діагнозів рекомендовано SAE (Асоціацією інженерів транспорту) [57]. Інші автори можуть використовувати інше розташування (наприклад, [58]).

Таблиця 1.2 – Показники ефективності класифікації станів

Назва показника	Формула
Чутливість (Sensitivity P_D)	TP/(TP+FN)
Специфічність (Specificity = (1-P_F))	TN/(TN+FP)
Здатність до виявлення несправного стану (Positive Prediction Power)	TN/(TP+FN)
Здатність до виявлення справного стану (Negative Prediction Power)	TN/(TN+FN)
Частота вірного розпізнавання (Correct Classification Rate – CCR)	(TP+TN)/N
Частота невірного розпізнавання (Misclassification Rate – MCR)	(FP+FN)/N
Відношення шансів (Odds Ratio – OR)	(TP·TN)/(FP·FN)
Каппа (Kappa) $P_{row(i)}$ = Частка реалізацій у строчці *i* $P_{col(i)}$ = Частка реалізацій у стовпчику j	$\frac{CCR - \sum_{i=1}^{2} P_{row(i)} P_{col(i)}}{1 - \sum_{i=1}^{2} P_{row(i)} P_{col(i)}}$

Таблиця 1.3 – Матриця похибок для множини несправностей

	No-fault	**F1**	**F2**	**F3**	**F4**
No-fault	A	B	C	D	E
F1	F	G	H	I	J
F2	K	L	M	N	O
F3	P	Q	R	S	T
F4	U	V	W	X	Y

← True State

↑ Predicted State

SAE рекомендує використовувати для узагальнення матриці похибок коефіцієнт Каппа. Вони представляють матрицю похибок без строки и стовпця, які відповідають справному стану. Тому коефіцієнт Каппа відбиває здатність правильного розпізнавання у випадку, коли одна з несправностей відбулася. Якщо залишити справний стан, то він буде домінувати, тому що ймовірність справного стану є набагато більшою. Якщо матриця похибок містить кількість діагнозів, то коефіцієнт Каппа визначається як

$$Kappa = \frac{N_{спостережуване} - N_{очікуване}}{N_{загальне} - N_{очікуване}}, \tag{1.9}$$

де $N_{загальне} = \sum_{q=1}^{Q}\sum_{l=1}^{Q} c_{ql}$;

$N_{спостережуване} = \sum_{q=1}^{Q} c_{qq}$;

$N_{очікуване} = \sum_{q=1}^{Q}\left[\left(\sum_{l=1}^{Q}\frac{c_{ql}}{N_{общее}}\right)\left(\sum_{l=1}^{Q} c_{lq}\right)\right]$;

c_{ql} – елемент матриці похибок.

Другий спосіб формування скалярного критерію на основі матриці похибок оснований на використанні ентропії. С. Шеннон застосував ентропійні показники до систем передачі інформації в 1948 р. [59]. Е. Джейнс [60] узагальнив ентропійний підхід і застосував його до розподілів ймовірностей. Він використав як якісний, так і кількісний аналіз ентропії в аналізі даних: більш висока ентропія відповідає менш організованим даним і гірше передбачуваним системам, що аналогічно до використання в термодинаміці. Ентропія матриці похибок визначається як

$$H = -\sum_{q=1}^{Q}\sum_{l=1}^{Q} c_{ql}\ln(c_{ql}). \tag{1.10}$$

Оскільки метою системи діагностування є забезпечення передбачуваності, склад вимірюваних параметрів, при якому забезпечується менше значення ентропії, є кращим.

Третій спосіб формування скалярного критерію базується на урахуванні вартостей різних результатів класифікації. Хибні тривоги приводять до необхідності витрачати кошти на непотрібні заміни й виведення об’єктів з експлуатації. Велика кількість хибних відмов приводить до того, що оператори не довіряють системі й ігнорують її повідомлення. Для правильного визначення характеристик класифікатора необхідно ввести вартість невірної класифікації [61, 62]. Повна вартість визначається за матрицею похибок як

$$Cost = \sum_{q=1}^{Q}\sum_{j=1}^{Q} C\left(D_j/S_q\right)P\left(D_j/S_q\right), \tag{1.11}$$

де $C(D_j/S_q)$ – функція вартості, яка має таку ж розмірність, що й матриця похибок; її значення має бути задано для кожного експлуатаційного режиму, на якому виконується аналіз.

Важливим для практичного використання є графічне представлення залежностей між елементами матриці похибок у вигляді ROC-характеристики (Receive Operation Curve), яка для найпростішого випадку двох можливих станів є залежністю ймовірності правильного розпізнавання від ймовірності хибних відмов [63, **Помилка! Джерело посилання не знайдено.**, 65], яку зазвичай визначають шляхом варіювання значення допуску (порогового значення). Приклад цієї характеристики подано на рис. 1.4 [61, 66].

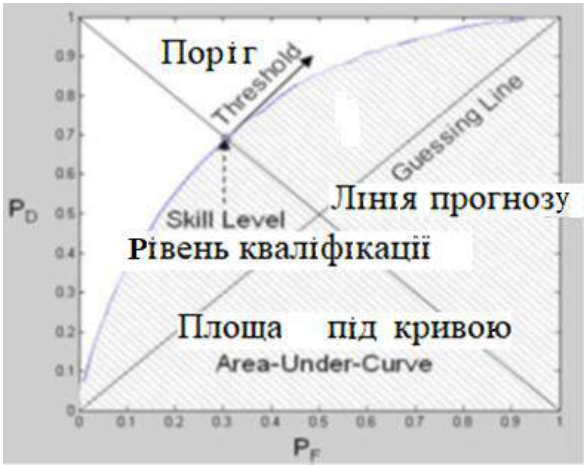

Рис. 1.4 – Крива похибок (ROC-характеристика): P_D – TP (ймовірність вірного виявлення відмови); P_F – FP (ймовірність хибної відмови)

ROC-характеристика має ряд особливостей, які роблять її ідеальною для опису дихотомного класифікатора [57, 58]. Площа під ROC-кривою використовується як показник, що характеризує вибране значення відношення сигнал/шум (SNR – signal/noise ratio) [67]. ROC-криві є основою ефективного методу перевірки алгоритмів діагностування, тому що дають прямий зв'язок між невизначеністю вимірювань і ймовірностями вірного виявлення та хибних відмов. Однак Вебб і Тінг [68] показали, що при зміні виду розподілу несправностей ROC-криві змінюються. Це має відношення й до інших показників, які розглядаються в цій роботі.

Для візуалізації ефективності розпізнавання множинних класів Феррі [69] запропонував використовувати павутиноподібні діаграми, які відображають ймовірності хибних рішень, тобто недіагональні елементи матриці похибок.

1.3.7 Використання матриць похибок для вибору оптимального складу датчиків

Перші роботи з використання матриць похибок для вибору складу вимірюваних параметрів двигунів були виконані в Харківському авіаційному інституті С. В. Єпіфановим і І. І. Лободою [70, 71, 72].

Нині найбільш відомими роботами в цій області є публікації NASA, Glenn Research Center [73]. Запропонований метод автори назвали Системна Стратегія Вибору Датчиків (Systematic Sensor Selection Strategy – S4). S4 містить базу знань,

ітеративний відбір і остаточний вибір. Кожна з цих функцій потребує адаптації до об’єкту. Загальна схема зв’язків представлена на рис. 1.5.

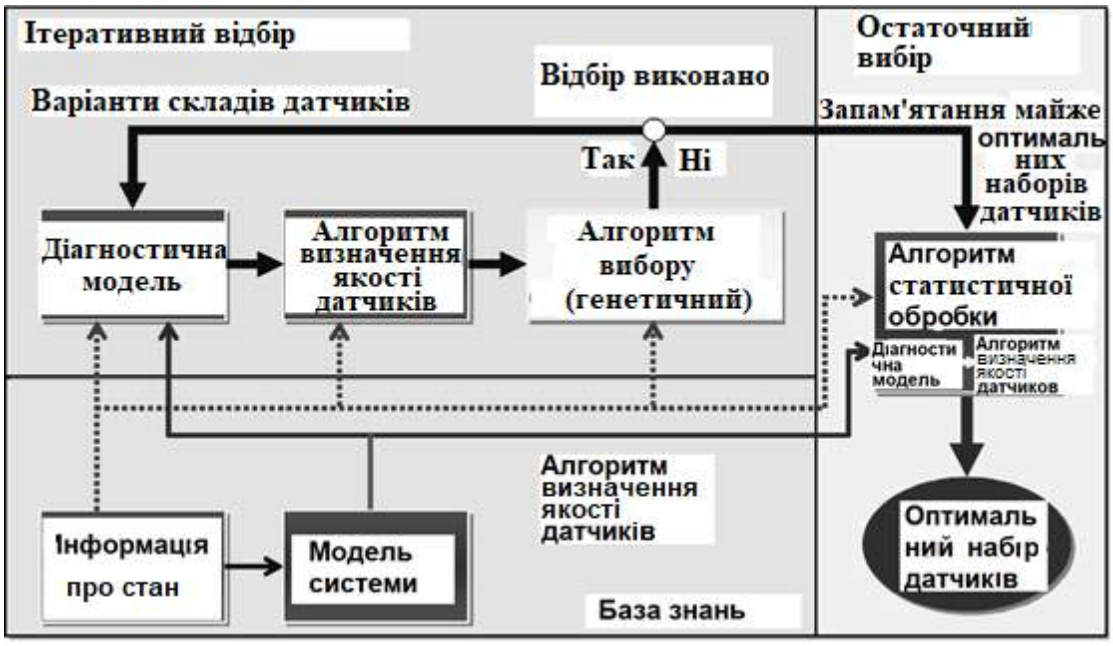

Рис. 1.5 – Схема процедури вибору датчиків

Алгоритм визначення якості наборів датчиків визначає кількісні показники, використовуючи інформацію, яка надходить від діагностичної моделі. При цьому може бути використана інша інформація, наприклад, про життєвий цикл датчиків. Цей алгоритм зазвичай має вигляд алгебраїчних функцій, які об’єднують показники ефективності діагностування. Останнім етапом аналізу є алгоритм визначення статистичних характеристик набору датчиків. В роботах [74, 75] S. Sowers та ін. навели приклади використання S4 до обґрунтування складу вимірюваних параметрів ТРДД із високим ступенем двоконтурності. Але у цьому дослідженні вони використали занадто багато додаткових коефіцієнтів, які враховують вагу, вартість, енергоспоживання та вплив кількості обраних датчиків, які задаються експертно та по суті визначають розв’язок задачі й таким чином знижують об’єктивність отриманих результатів.

К. Девідсон, Д. Берд [76], крім наведених вище матриці похибок, ймовірності вірної класифікації, Каппа і ентропії, розглянули нормалізоване відношення ентропій NPER, яке визначається на основі елементів c_{ql} матриці похибок таким чином:

$$NPER = \frac{NPE}{\log(Q)};\ NPE = -\sum_{q=1}^{Q} NPR_q \log\left(NPR_q\right);\ NPR_q = \frac{PR_q}{\sum_{l=1}^{Q} PR_l};$$

$$PR_q = \min\left(TPR_q, TNR_q, PPV_q, NPV_q\right);\ NPV_q = 1 - \frac{\sum_{\substack{l=1 \\ l\neq q}}^{Q} c_{lq}}{\sum_{\substack{l=1 \\ l\neq q}}^{Q}\sum_{k=1}^{Q} c_{lk}}; \qquad (1.12)$$

$$PPV_q = \frac{c_{qq}}{\sum_{l=1}^{Q} c_{ql}};\ TNR_q = 1 - \frac{\sum_{\substack{l=1 \\ l\neq q}}^{Q} c_{ql}}{\sum_{\substack{l=1 \\ l\neq q}}^{Q}\sum_{k=1}^{Q} c_{kl}};\ TPR_q = \frac{c_{qq}}{\sum_{l=1}^{Q} c_{lq}}.$$

Л. Самбасіван та ін. [77] рекомендували використовувати *PMC* (percent of misclassification) разом із *NPER* як векторний показник. Оскільки в ідеальному випадку показник *PCC* (відсоток правильних рішень) і *NPER* дорівнюють 1, може статися, що краще використати векторний показник, який складається з *PCC* і *NPER*.

У роботах [45, 78, 79] продовжено дослідження NASA [73] для двовалового ТРДД. Виявлено, що для всіх режимів роботи двигуна оптимальними є одні й ті ж набори датчиків. Оптимальні датчики, а також значення показників ефективності наведено в табл. 1.4. Базовий набір параметрів складається з температури за підпірними ступенями T_{24}, температури за КВТ T_{30}, статичного тиску за КВТ P_{S30}, витрати палива W_f, частот обертання вентилятора $n1$ і КВТ n_2, температури за турбіною високого тиску T_{48} має показник 32,75. Якщо додати тиск за підпірними ступенями P_{25}, показник збільшується до 38,93. Якщо додати ще температуру й тиск за турбіною низького тиску T_{50} і P_{50}, показник стає відповідно рівним 43,55 і 44,82. Однак якщо далі додати тиск за вентилятором P_{15} і температуру за вентилятором у внутрішньому контурі T_{21}, значення показника практично не збільшується.

Аналогічні результати було представлено Р. Мушині та Д. Сімоном [80], які також перевірили ефективність випадкового пошуку.

Таблиця 1.4 – Найкращі набори датчиків

Merit			Additional Sensors	P15	T21	P25	T50	P50
Takeoff	Cruise	Combined						
32.57	32.93	32.75	0					
38.70	39.17	38.93	1			X		
43.12	43.99	43.55	2			X	X	
43.91	44.84	44.38	3			X	X	X
44.16	45.48	44.82	4	X		X	X	X
44.17	45.71	44.94	5	X	X	X	X	X

Таким чином, аналіз публікацій з вибору складу параметрів для діагностування проточної частини ГТД показав, що в цій галузі проведено багато досліджень і запропоновано різноманітні критерії ефективності складу параметрів. Але усі ці критерії не можна безпосередньо використовувати в області моніторингу виробітку ресурсу, тому що вони спрямовані на забезпечення ефективності розпізнавання станів, а не на забезпечення точності моніторингу виробітку ресурсу. Тому слід проаналізувати складові цих критеріїв, обрати ті з них, які відображають ефективність визначення невимірюваних параметрів, необхідних для аналізу ресурсу, додати за необхідністю нові складові і сформувати нові критерії, які враховують особливості перетворення значень вимірюваних параметрів у процесі визначення виробітку ресурсу.

1.4 Висновки за розділом і постановка задач дослідження

1.4.1 Аналіз методів розв'язання задач моніторингу ресурсу та забезпечення їх точності

У підрозділі 1.1 показано, що представлена концепція МВР – це єдиний підхід, який дозволяє проводити моніторинг виробітку ресурсу для забезпечення експлуатації двигунів за технічним станом. Відповідний алгоритм моніторингу виробітку ресурсу складається з кількох функціональних блоків (див. рис.1.2). Для підвищення рівня точності всього алгоритму необхідно вдосконалювати блоки цього алгоритму, в яких виконується моніторинг ТС і НС, тому в подальшому досліджуються математичні моделі, використовувані для моніторингу ТС і НС, а також склад вимірюваних параметрів, які є джерелами вихідної інформації.

Метод скінченних елементів (FEM – finite elements method) має високий рівень точності, однак унаслідок великих витрат часу та вимог до обчислювальної потужності на обчислення неможливо використовувати ці моделі в автоматизованих системах моніторингу. Ці моделі можна використовувати як еталонні для перевірки моніторингових моделей, які формуються з використанням ряду спрощень. Досвід показує, що регресійні моделі є найбільш універсальними для моніторингу ТС і НС, але суперечливі вимоги до точності та робастності не можна виконати одночасно, що суттєво обмежує область їх використання. Моделі, сформовані на основі термогазодинамічних співвідношень, відбивають фізичні закономірності. Такий підхід має забезпечувати розв'язання задачі моніторингу ГУ теплообміну при наявності зміни стану двигуна. Ці моделі мають низьку трудомісткість обчислень за рахунок того, що вони мають просту структуру.

Для моніторингу використовується значний об'єм різнорідної інформації: механічні та теплофізичні властивості матеріалів, геометричні параметри деталей, характер прикладення теплових, механічних і газодинамічних навантажень, параметри режиму та польотних умов. Усі ці дані містять похибки, проте комплексний аналіз їх внеску в сумарну похибку моніторингу виробітку ресурсу донині не виконано.

У зазначених роботах запропоновано методику обґрунтування складу вимірюваних параметрів із урахуванням усіх факторів, вплив яких залежить від цього складу: похибок вимірювання, похибок і робастності моніторингових моделей. Але ж ці роботи присвячено дослідженню ресурсу робочих лопаток турбін, для яких актуальним є тривале статичне навантаження, в той час як для дисків турбіни необхідно насамперед ураховувати вплив малоциклової втоми.

Більшість досліджень з вибору складу вимірюваних параметрів ГТД присвячено проблемі діагностування проточної частини. Запропоновані в них критерії не можна безпосередньо використовувати в області моніторингу виробітку ресурсу, тому що вони спрямовані на забезпечення ефективності розпізнавання станів, а не на забезпечення точності моніторингу виробітку ресурсу. Тому слід проаналізувати складові цих критеріїв, обрати ті з них, які відображають

ефективність визначення невимірюваних параметрів, необхідних для аналізу ресурсу, додати за необхідністю нові складові і сформувати нові критерії, які враховують особливості перетворення значень вимірюваних параметрів у процесі визначення виробітку ресурсу.

1.4.2 Мета й задачі дисертаційного дослідження

Як встановлено в результаті аналізу області дослідження, розробка методів формування складу вимірюваних параметрів для забезпечення експлуатаційного моніторингу виробітку ресурсу є актуальним науковим завданням, яке має велике практичне значення. У зв'язку з цим було сформульовано мету та задачі дисертаційного дослідження.

Метою дослідження є суттєве вдосконалення методичного забезпечення моніторингу ресурсу дисків авіаційних газотурбінних двигунів шляхом створення методу обґрунтованого вибору складу вимірюваних параметрів.

Для досягнення поставленої мети в дисертаційній роботі необхідно вирішити наступні задачі:

1. Аналіз проблеми моніторингу виробітку ресурсу основних деталей авіаційних ГТД та існуючих методів вибору складу вимірюваних параметрів.

2. Аналіз похибок моніторингу ресурсу дисків авіаційних ГТД і розробка нового методу формування складу вимірюваних параметрів, адаптованого до умов циклічного навантаження деталей при підвищених температурах.

3. Формулювання інтегрального критерію ефективності складу вимірювань із комплексним урахуванням інструментальних похибок, профілю польотного циклу та показника робастності моделей до деградації двигуна.

4. Розробка альтернативних математичних моделей невимірюваних параметрів робочого процесу з метою моніторингу ресурсу дисків ГТД для різних складів вимірювань.

5. Практичне відпрацювання та перевірка запропонованого методу, критеріїв ефективності та моніторингових моделей при розв'язанні задач моніторингу дисків реального ГТД.

Література до першого розділу

1. ДСТУ 2860–94. Надійність техніки. Терміни та визначення. – Вид. офіц. – Чинний від 1994–12–28. – К. : Держстандарт України, 1995. – 91 с.
2. Канарчук, В. Є. Надійність машин: підручник / В. Є. Канарчук, С. К. Полянський, М. М. Дмитрієв . – К.: Либідь, 2003. – 424 с.
3. Писаренко, Г. С. Опір матеріалів: підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Усманський; під ред. Г. С. Писаренка. – 2-ге вид., допов. і переробл. – К.: Вища шк., 2004. – 655 с.
4. Rosmaini, A. An overview of time-based and condition-based maintenance in industrial application / A. Rosmaini, K. Shahrul // Computers & Industrial Engineering. – 2012. – Vol. 63. – P. 135-149.
5. Integrated lifing analysis tool for gas turbine components / T. Tinga, W. P. J. Visser, W. B. Wolf, M. J. Broomhead // National Aerospace Laboratory report NLR-TP-2000-049, 2000. – 10 p. DOI: http://dx.doi.org/10.1115/2000-GT-0646.
6. Phillip, D. Remaining life assessment technology applied to steam turbines and hot gas expanders / D. Phillip, D. David // Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, June 6-10, 2011. – Vancouver, British Columbia, Canada. – ASME Paper GT2011-45324. – 2011. – Vol. 6. – P. 47-61. DOI: http://doi.org/10.1115/GT2011-45324.
7. Performance-based health monitoring, diagnostics and prognostics for condition-based maintenance of gas turbines: A review / M. Tahan, E. Tsoutsanis, M. Mahammad, Z. A. A. Karim // Applied Energy. – 2017. – Vol. 198. - P. 122-144. DOI: http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.04.048.
8. Лапшов, В. Ф. Диагностирование газотурбинных двигателей по прочностным критериям / В. Ф. Лапшов // Техническое диагностирование авиационных двигателей: Сб. науч. тр. Киевского института инженеров гражданской авиации. – К., 1987. – С. 6-13.
9. Шульженко, М. Г. Діагностування вібраційного стану, термоміцності та ресурсу енергетичних агрегатів / М. Г. Шульженко // Вісник Національної академії наук України. – 2014. – № 12. - С. 39-44. DOI: http://jnas.nbuv.gov.ua/article/UJRN-0000264911.
10. Бурау, Н. І. Віброакустична діагностика тріщиноподібних пошкоджень

турболопатних машин на нестаціонарних режимах: дис. … д–р техн. наук: 05.11.13; защищена 04.11.05., утв. 09.03.06 / Бурау Надія Іванівна. – К., 2005. – 397 с.

11. Zbigniew, K. Endoscopic examinations of marine diesel engine's turbocharging systems / K. Zbigiew // Journal of Polish CIMAC, 2008, Poland. – P. 1-9.
12. Hunik, R. TINTELL: An innovative method for blade life management / R. Hunik, R.A. Rooth // Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, June 3-6, 2002. – Amsterdam, The Netherlands. ASME Paper GT2002-30055. – 2002. – Vol. 2. - p. 323-331. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2002-30055.
13. Combustion turbine F-class life management of 1st stage turbine blades / S. E. Wan, C. Paul, J. Shiebel, R. Viswanathan // Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, June 3-6, 2002. – Amsterdam, The Netherlands. ASME Paper GT2002-30301. – 2002. – Vol. 4. – P. 683-690. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2002-30301.
14. Лебедев А. А. Новые методы оценки деградации механических свойств металла конструкций в процессе наработки / А. А. Лебедев, Н. Г. Чаусов. – Київ: Вид-ництво ІПМ НАН України. – 2004. – 133 с.
15. Духота, О. І. Науково-технічні основи підвищення довговічності деталей авіаційних трибомеханічних систем за умов їх фретинг-контактної взаємодії: дис. … д–р техн. наук: 05.02.04 / Духота Олександр Іванович. – К., 2019. – 415 с.
16. Kovtun, I. Development of methods for acoustic emission non-destructive strength diagnostics of components and units / I. I. Kovtun, V. P. Royzman // Scientific collection of the National Academy of the State Border Guard Service of Ukraine. Ser.: Military and technical sciences. – Khmelnytsky : NASBGSU. – 2015. – Vol. 3(65). – P. 311–327.
17. Акустико-эмиссионный метод контроля качества и исследования прочности и разрушения дисков роторов турбомашин / М. Д. Банов, Д. А. Троенкин, А. И. Урбах [и др.] // Техническое диагностирование авиационных двигателей: сб. науч. тр. Киевского института инженеров гражданского авиации. – К., 1987. – С. 120-127.
18. Милешкин, М. Б. Основные проблемы оценки остаточного ресурса

элементов конструкций по состоянию разрушения материала / М. Б. Милешкин, И. В. Библик // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання: зб. наук. праць. Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України. – Х., 2003. – Т.2. – С. 388 – 393.

19. Милешкин, М. Б. Основы применения специального расчетно-экспериментального метода для оценки несущей способности элементов конструкции и исследования особенностей их разрушения / М. Б. Милешкин, И. В. Библик // Вісник Інженерної Академії наук України. – 2001 . – №3. – С. 126-129.
20. An energy based critical fatigue life prediction method for AL6061-T6 / T. Letcher, M.-H. H. Shen, O. Scott-Emuakpor [et al.] // Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. – 2012. – P. 861-870. DOI: https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.2011.01669.x.
21. The effect of heat generation on low fatigue life prediction / T. Letcher, O. Scott-Emuakpor, J. Wertz [et al.] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, June 6-10, 2011. – Vancouver, British Columbia, Canada. – ASME Paper GT2011-45043. – 2011. – 9 p.
22. An energy-based axial isothermal-mechanical fatigue lifing method / J. Wertz, T. Letcher, M.-H. H. Shen [et al.] // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2012. – Vol. 134(10). – 5 p.
23. Giuseppe, F. Gas turbine maintenance policy: a statistical methodology to prove interdependency between number of starts and running hours / F. Giuseppe, F. Carlevaro // Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, June 3-6, 2002. – Amsterdam, The Netherlands. ASME Paper GT2002-30281. – 2002. – Vol. 2. – P. 1137-1142.
24. A review of damage accumulation rules applied to maintenance scheduling of advanced industrial gas turbines / F. Soehting, V. Kallianpur, S. Koff, J.-H. Lee // Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, June 3-6, 2002. – Amsterdam, The Netherlands. ASME Paper GT2002-30296. – 2002. – 7 p.
25. Олейник, А. В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса

авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей: дис. д-ра техн. наук: 05.07.05 / Олейник Алексей Васильевич. - Харків, 2006. – 240 с.

26. Филяев, В. А. Мониторинг температурного и напряженного состояний деталей авиационных ГТД в системах учета выработки их ресурса: дис. … канд. техн. наук: 05.07.05 / Филяев Вячеслав Анатольевич. – Харків, 2002. – 193 с.
27. Автоматизированная система диагностики технического состояния основных деталей турбовального двигателя / Д. Ф. Симбирский, А. В. Олейник, С. В. Епифанов [та ін.] // Авиационно-космическая техника и технология. Тр. ХАИ за 1997 г. – Харьков, ХАИ, 1998. – С. 125-127.
28. Филяев, В. А. Диагностические модели температурного и напряженного состояния турбин в системах автоматизированной диагностики ГТД / В. А. Филяев // Авіаційно-космічна техніка і технологія. Зб. наук. праць. – Харків, Держ. аерокосм. ун-т «ХАІ», 1999. – Вип. 14. – С. 21-23.
29. Модели температурного состояния деталей на установившихся режимах для систем учёта выработки ресурса газотурбинных двигателей / А. В. Олейник, Д.В. Крикунов, Н.А. Шимановская [та ін.] // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Харків: ХАІ, 2002. – Вип. 34 Двигуни та енергоустановки. – С. 133 – 135.
30. Олейник, А. В. Структурно-параметрическая идентификация мониторинговой модели динамики температуры детали газотурбинного двигателя / А. В. Олейник // Вестник двигателестроения. – 2005. – №2. – С. 144 – 149.
31. Олейник, А. В. Сравнительная оценка погрешностей методов мониторинга выработки ресурсов авиационных газотурбинных двигателей / А. В. Олейник // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 8 (24). – С. 40 – 44.
32. Олейник, А. В. Оценка погрешностей мониторинга выработки ресурса авиационного газотурбинного двигателя / А. В. Олейник, Н. А. Шимановская // Вестник двигателестроения. – 2006. – №.2. – С. 70-74.

33. Маравилла, Э. К. Повышение точности определения граничных условий теплообмена для мониторинга ресурса рабочих лопаток турбин авиационных двигателей : дис. … канд. техн. наук: 05.07.05 / Эррера Кристиан Маравилла . – Харків, 2016. – 138 с.
34. Maravilla, C. A comparative analysis of turbine rotor inlet temperature models / C. Maravilla, S. Yepifanov, I. Loboda // Proceedings of ASME Turbo Expo 2011: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2011-46161, June 6-20, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada. – 2011. – P. 1-11.
35. Maravilla, C. Improved turbine blade lifetime prediction / C. Maravilla, S. Yepifanov, I. Loboda // Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2015-43046, June 15-19, 2015, Montreal, Canada. – 2015. – P.1-12. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2015-43046.
36. Ахмедзянов, А. М. Диагностика газотурбинных двигателей по термогазодинамическим параметрам / А. М. Ахмедзянов, Н. Г. Дубравский, А. П. Тунаков. – М.: Машиностроение, 1983. – 204 с.
37. Parameter selection for diagnosing a gas-turbine's performance-deterioration / S. O. T. Ogaji, S. Sampath, R. Singh, S. D. Probert //Applied Energy. – 2002. – Vol. 73, iss. 1. – P. 25–46. DOI: http://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00042-9.
38. Jasmani, M. S. Sensor Selection for Multi-Component Gas Path Diagnostics Using an Analytical Approach and a Measurement Subset Concept / M. S. Jasmani, Y.-G. Li, Z. Ariffin // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2011. – Vol. 133, iss. 11. – 10 p. DOI: https://doi.org/10.1115/1.4002348.
39. Provost, M. J. The Use of Optimal Estimation Techniques in the Analysis of Gas Turbines: PhD thesis / M. J. Provost // Cranfield University, United Kingdom. – 1994 . – 210 p.
40. Епифанов, С. В. Оптимальный выбор измеряемых параметров при идентификации ГТД. 1. Постановка задачи / С. В. Епифанов, Д. Ф. Симбирский, С. А. Каплун // Известия ВУЗов. Авиационная техника. – 1989. – №4. – С. 39-44.
41. Епифанов, С. В. Оптимальный выбор измеряемых параметров при идентификации ГТД. 2. Совместные доверительные области и интервалы

результатов идентификации / С. В. Епифанов, Д. Ф. Симбирский, С. А. Каплун // Известия ВУЗов. Авиационная техника. – 1990. – №1. – С. 57-62.

42. Епифанов, С. В. Оптимальный выбор измеряемых параметров при идентификации ГТД. 3. Примеры практического использования / С. В. Епифанов, Д. Ф. Симбирский, С. А. Каплун // Известия ВУЗов. Авиационная техника. – 1990. – №2. – С. 72-75.
43. Simon, D. L. A systematic approach to sensor selection for aircraft engine health estimation / D. L. Simon, S. Garg // ISABE-2009-1125. – 2009. – 12 p.
44. Simon, D. L. Sensor selection for aircraft engine performance estimation and gas path fault diagnostics / D. L. Simon, A. W. Rinehart // J. Eng. Gas Turbines Power. – 2016. – Vol. 138. – P. 071201.1–0712010.11.
45. Expanded Application of the Systematic Sensor Selection Strategy for Turbofan Engine Diagnostics / T. S. Sowers, J. E. Fittje, G. Kopasakis, D. L. Simon // ASME Turbo Expo Conference, paper GT2009-59251, Orlando, FL, June 8-12, 2009. – P. 531-541.
46. Bhushan, M. Design of Sensor Location Based on Various Fault Diagnostic Observability and Reliability Criteria / M. Bhushan, R. Rengaswamy // Comput. Chem. Eng. – 2000. – Vol. 24. – P. 735–741.
47. Bhushan, M. Design of Sensor Network Based on the Signed Directed Graph of the Process for Efficient Fault Diagnosis / M. Bhushan, R. Rengaswamy // Ind. Eng. Chem. Res. – 2000. – Vol. 39. – P. 999–1019.
48. Krysander, M.; Frisk, E. Sensor Placement for Fault Diagnosis. IEEE Trans. Syst. Man Cybern. – 2008. – Vol. 38. – P. 1398–1410.
49. A Comparison of Hybrid Approaches for Turbofan Engine Gas Path Fault Diagnosis / F. Lu, Y. F. Wang, J. Q. Huang, Q. H. Wang // Int. J. Turbo Jet-Engines 2016. – Vol. 33. – P. 253–264.
50. Yang, P.T. Research of Fuel Quantity Gauging Syncopation Step-size Choosing Based on Aircraft Fuel Tank Model Shape Feature. Acta Aeronaut / P. T. Yang, L. Niu, J. C. Jiang // Et Astronaut. Sin. – 2008. – Vol. 29. – P. 657–663.
51. Layout optimization method of aircraft fuel gauging sensor based on

differential evolution algorithm. Acta Aeronaut / S. Zhen, Z. H. Wang, H. R. Zhao [et al.] // Et Astronaut. Sin. – 2022. – Vol. 43. – P. 125809.

52. Aircraft fuel measurement sensor optimal layout technology / M. Yuan, Y. Q. He, S. P. Dong, P. Niu // J. Beijing Univ. Aeronaut. Astronaut. – 2015. – Vol. 41. – P. 2036–2043.
53. Intelligent Fault Diagnosis of Aeroengine Sensor Based on Optimized Multi-Domain Features / H. H. Li, H. L. Jiang, Y. X. Chen, H. C. Li // J. Propuls. Technol. – 2023. – Vol. 44. – P. 210876.
54. TBC-IG Random Variable-Dimension Algorithm for Aero-Engine Gas Path Sensor Optimization / L. Gao, Yu Hu, Z. Sun [et al.] // Aerospace. – 2025. – Vol. 12 (970). – 18 p. DOI: https://doi.org/10.3390/aerospace12110970.
55. An Assessment Methodology for Data-Driven and Model-Based Techniques for Engine Health Monitoring / K. Pattipati, A. Volponi, J. Hull, D. Siegel [et al.] // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. Barcelona, Spain, May 8–11, 2006. – 2006. – Vol. 2. – P. 823–831. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2006-91096.
56. Fielding, A. H. A Review of Methods for the Assessment of Prediction Errors in Conservation Presence/Absence Models / A. H. Fielding, J. F. Bell // Environ. Conserv, 1997. – Vol. 24. – P. 38.
57. Health and Usage Monitoring Metrics : SAE ARP 5783. Published 2013-05-13. Warrendale, PA : SAE International. – 2013. – 41 p.
58. Andras, P. Optimal team and individual decision rules in uncertain dichotomous situations / P. Andras, K. R. Pattipati, D. L. Kleinman // Public Choice. – 1993. – Vol. 75. – P. 205-230.
59. Shannon, C. E. A Mathematical Theory of Communication / C. E. Shannon // The Bell System Technical Journal, July, October 1948. – Vol. 27. – P. 379-423, 623-656.
60. Jaynes, E. T. On the Rationale of Maximum-Entropy Methods / E. T. Jaynes // Proceedings of the IEEE, September 1982. – Vol. 70 (9). – P. 939-952.
61. Weizhong, Y. Classifier Performance Measures in Multi-Fault Diagnosis for Aircraft Engines / Y. Weizhong, K. Goebel, J. C. Li. // SPIE Technical Report

2002GRC248. November 2002. – 10 p.

62. Metrics Evaluation and Tool Development for Health and Usage Monitoring System Technology / C. S. Byington [et al.] // 59th Meeting of the American Helicopter Society, Phoenix, Arizona. May 6-8 2003. – P. 35-44
63. Hand, D. A Simple Generalization of the Area Under the ROC Curve for Multiple Class Classification Problems / D. Hand, R. Till // Machine Learning. – 2001. – Vol. 45. – P. 171-186,
64. A Unified Metric for Fault Detection and Isolation in Engines / H. R. DePold, R. Rajamani, W. H. Morrison, K. R. Pattipati // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. Barcelona, Spain, May 8–11, 2006. – 2006. – Vol. 2. – P. 815–821. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2006-91095.
65. Duda, R. O. Pattern Classification / R. O. Duda, P. E. Hart, D. G. Stork // John Wiley and Sons. – 2nd ed. – 2001. – 446 p.
66. Swets, J. Measuring the Accuracy of Diagnostic Systems / J. Swets // Science, New Series. – 1988. – Vol. 240, no. 4857. – P. 1285-1293.
67. DePold, H. Metrics for Evaluating the Accuracy of Diagnostic Fault Detection Systems / H. DePold, J. Siegel and J. Hull // ASME GT2004-54144, IGTI Turbo Expo 2004, June 2004, Vienna, Austria. – 2004. – P. 835-841
68. Webb, G. I. On the Application of ROC Analysis to Predict Classification Performance under Varying Class Distributions / G. I. Webb, K. M. Ting // Machine Learning, January 2005 . – Vol. 58 (1). – P. 25-32.
69. Ferri, C. Volume Under the ROC Surface for Multiclass Problems. Exact Computation and Evaluation of Approximations / C. Ferri, J. Hernandez, M. A. Salido // Technical Report DSOC, Univ. Politec, Valencia. – 2003. – P. 108–120
70. Епифанов, С. В. Структурно-параметрический синтез информационного, алгоритмического и программного обеспечения систем диагностирования авиационных двигателей / С. В. Епифанов // Авиационно-космическая техника и технология : тр. Харьков. авиац. ин-та им. Н. Е. Жуковского 1993 г. – Харьков, 1994. – С. 84–89.
71. Епифанов, С. В. Анализ диагностируемости газотурбинных двигателей

параметрическими методами / С. В. Епифанов, И. И. Лобода // Авиационно-космическая техника и технология : тр. Харьков. авиац. ин-та им. Н. Е. Жуковского 1994 г. – Харьков, 1995. – С. 73–76.

72. Муравченко, Ф. М. Формирование информационной структуры систем параметрического диагностирования газотурбинных двигателей и установок / Ф. М. Муравченко, С. В. Епифанов // Авиационно-космическая техника и технология : тр. Харьков. авиац. ин-та им. Н. Е. Жуковского за 1997 г. – Харьков, 1998. – С. 131–134.
73. Sensor Selection and Optimization for Health Assessment of Aerospace Systems / W. Maul, G. Kopasakis, L. Santi [et al.] // NASA/TM-2007-214822, AIAA-2007-2849. – 17 P.
74. Sowers, S. Application of the systematic sensor selection strategy for turbofan engine diagnostics / S. Sowers, G. Kopasakis, D. L. Simon // GT2008-50525. – 9 p.
75. Systematic Sensor Selection Strategy (S4) User's Guide / T. S. Sowers, G. Kopasakis, L. M. Santi, W. A. Maul // Cleveland, Ohio : NASA Glenn Research Center. NASA Technical Memorandum ; NASA/TM-2008-215467. – 2008. – 35 p.
76. Davison, C. R. Review of metrics and assignment of confidence intervals for health management of gas turbine engines / C. R. Davison, J. W. Bird // Proc. of ASME Turbo Expo’2008. GT2008-50849. – 11 p.
77. Sambasivan, L. K. Benchmarking Diagnostic Algorithms / L. K. Sambasivan, J. Mukherjee, D. Mylaraswamy // ASME GT2007-28194, IGTI Turbo Expo 2007, May 2007, Montreal, QC. – P. 857-864
78. Benchmarking Gas Path Diagnostic Methods: A Public Approach / D. L. Simon, J. Bird, C. Davison [et al.] // NASA Technical Memorandum TM-2008-215271; ASME Paper GT2008-51360. – P. 325-336
79. Santi, L. Optimal Sensor Selection for Health Monitoring Systems / L. Santi, T. Sowers, R. Aguilar // NASA/TM-2005-213955, AIAA-2005-4485. – 16 p.
80. Mushini, R. On Optimization of Sensor Selection for Aircraft Gas Turbine Engines / R. Mushini, D. J. Simon // International Conference on Systems Engineering, Las Vegas, NV, August 2005. – P. 9-14.

РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНОГО НАБОРУ ВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ЗАДАЧ МОНІТОРИНГУ РЕСУРСУ ГТД

2.1 Формалізація проблеми

Загальна задача моніторингу полягає в перетворенні вектора вимірюваних параметрів **Y** у величину накопиченого пошкодження D контрольованої деталі. Цей процес реалізується через каскад взаємопов'язаних математичних моделей, представлений на рис. 2.1.

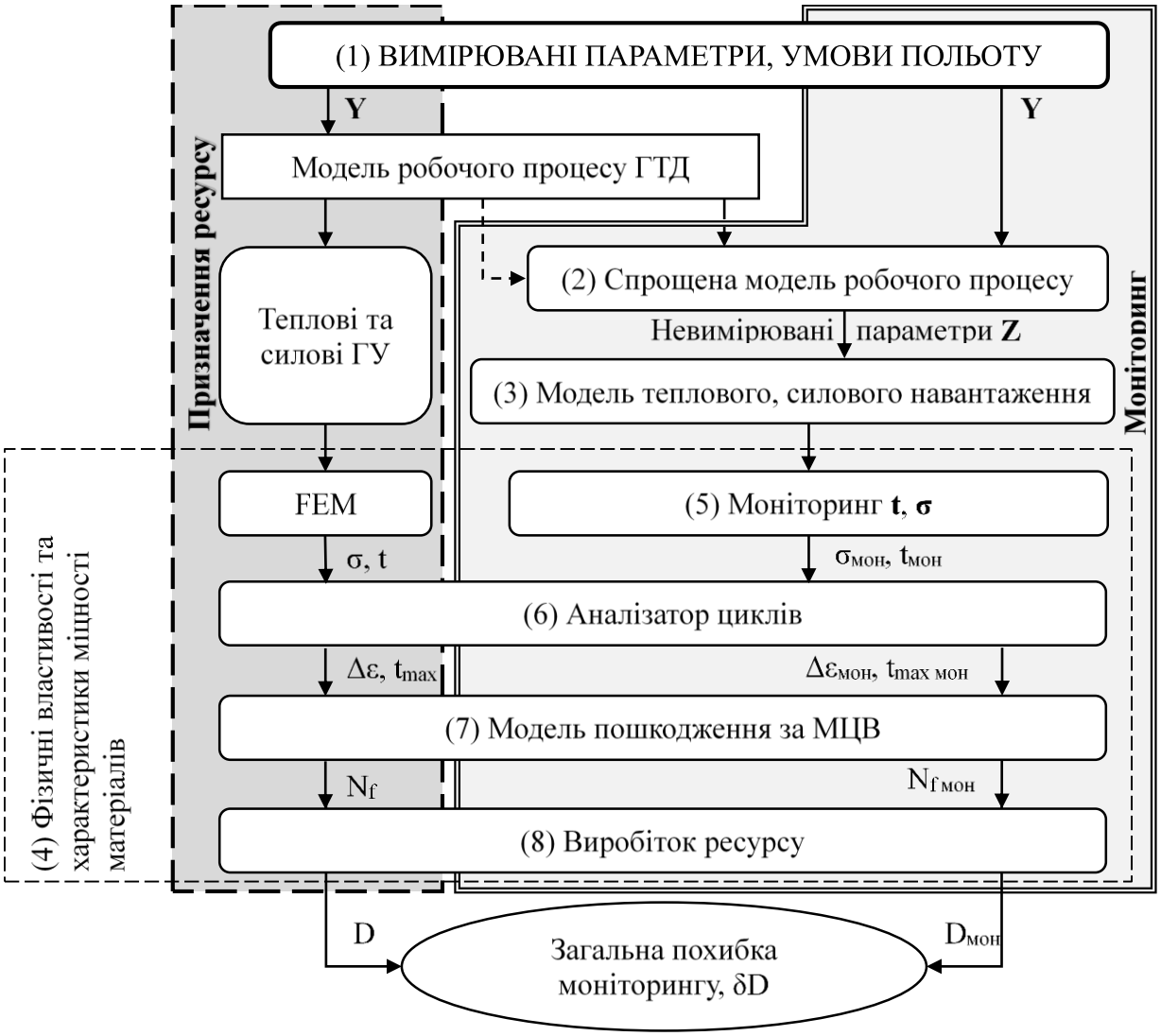

Рис. 2.1 – Структура МВР і чинники, що призводять до похибок

Як видно зі схеми, напруження σ і температура t у критичній точці, які є визначальними для ресурсу, не вимірюються безпосередньо. Вони є результатом

реалізації ланцюжка обчислень, до якого входять:

1) **модель невимірюваних параметрів** (блок 2) – розраховує параметри, які доповнюють склад **вимірюваних параметрів і умов польоту** (блок 1) для визначення **граничних умов (ГУ) теплового та силового навантаження** (блок 3);

2) **база даних матеріалів** (блок 4) — забезпечує моделі фізико-механічними властивостями залежно від температури;

3) **моніторинг *t, σ*** (блок 5) – містить стаціонарні та нестаціонарні моделі теплового й напружено-деформованого станів;

4) **аналізатор циклів** (блок 6) – виконує схематизацію випадкового процесу навантаження для подальшого аналізу;

5) **моделі пошкоджуваності** (блок 7) та **виробітку ресурсу** (блок 8).

Отже, процес обчислення ресурсу, виробленого в довільних умовах польоту, формалізується як послідовне відображення:

$$\mathbf{Y} \xrightarrow{M_1} \mathbf{Z} \begin{array}{l} \xrightarrow{M_{2\ldots4}} S_{t\,crit} \\ \xrightarrow{M_{5\ldots7}} S_{\sigma\,crit} \end{array} \xrightarrow{M_{8\ldots9}} D, \qquad (1.13)$$

де **Y** – вектор вимірювань: вхідні дані, містить штатні параметри (частоту обертання ротора *n*, вимірювану температуру *T* і тиск *P* по тракту двигуна та ін.);

Z – вектор невимірюваних параметрів: фізичні параметри (тиск, температура), необхідні для розрахунку умов теплового та силового навантаження контрольованих деталей на довільному режимі роботи двигуна [1, 2];

S_{crit} – стан у критичній точці контрольованої деталі: температура матеріалу *t* і напруження *σ*;

D – пошкодження: частка виробленого ресурсу.

Кінцева точність оцінки ресурсу *D* залежить від двох груп факторів, показаних на схемі:

1) інструментальної похибки, зумовленої похибками вимірювання вхідного вектора **Y** – вона трансформується через модель невимірюваних параметрів і далі поширюється по всьому каскаду моделей, представлених на рис. 2.1;

2) методична похибка, що властива самим математичним моделям (спрощене подання фізики процесу, похибки апроксимації властивостей матеріалів).

Якщо моделі фізичного рівня (теплові, силові, міцнісні) є достатньо детермінованими, а їх похибку можна оцінити на етапі верифікації, то найбільшу невизначеність вносить спрощена модель невимірюваних параметрів (блок 2). Саме від її здатності коректно відновити параметри робочого процесу двигуна за обмеженими даними датчиків залежить адекватність вхідних даних для всього подальшого розрахунку [3].

Крім того, важливим фактором є робастність: моделі, що базуються на різних наборах вхідних даних, можуть мати різну чутливість до експлуатаційної деградації характеристик двигуна.

Таким чином, виникає необхідність у формуванні критерію вибору ефективного складу вимірюваних параметрів газотурбінного двигуна, який ураховує вплив на пошкодження дисків за малоцикловою втомою таких чинників: похибок вимірювання, методичних похибок налаштування моніторингових моделей теплового й напружено-деформованого станів, робастності до зміни технічного стану проточної частини двигуна, а також різного впливу режимів роботи двигуна, характерних для його узагальненого польотного циклу.

2.2 Урахування впливу режимів роботи двигуна на визначення виробітку ресурсу

2.2.1 Недоліки традиційного підходу до оцінки точності моделей невимірюваних параметрів

Наявні методи визначення пошкоджень матеріалів за малоцикловою втомою базуються на використанні амплітуди деформацій як основного фактора навантаження. Для визначення цієї амплітуди необхідно знати тільки максимальну й мінімальну деформацію. Мінімальна деформація відповідає початковій точці польотного циклу, тобто вимкненому стану двигуна. Тому при довільній програмі навантаження деталі (якою є умови реального польоту) основний внесок завжди буде припадати на режим максимального навантаження, а в узагальненому

польотному циклі таким режимом є режим «max» або «злітний» (для маневрених літаків і літаків спеціального призначення це може бути інший режим, наприклад, режим польоту з найвищою швидкістю на мінімальній висоті).

Аналіз робіт у цій галузі (зокрема, дослідження О. Олійника [4], К. Маравілля [5] та ін.) показує, що існуючі методи вибору параметрів мають певні обмеження для задач моніторингу дисків ГТД. По-перше, вони розглядають усі режими роботи двигуна як рівноцінні з точки зору точності обчислення пошкодження, використовуючи інтегральні усереднені критерії похибки. По-друге, значна частина методик спрямована на аналіз пошкоджень при довготривалому статичному навантаженні, що є актуальним для робочих лопаток турбіни, але не є домінуючим механізмом руйнування для дисків, ресурс яких лімітується МЦВ. Натомість, в умовах типового або узагальненого польотного циклу похибка моделювання термонапруженого стану диска [6], припустимо, в 5 % на режимі «малий газ», є несуттєвою, але та ж сама похибка на режимі «max» призводить до значної похибки у визначенні ресурсу через нелінійність втомних характеристик матеріалів. Налаштування критерію вибору невимірюваних параметрів на те, щоб найвища точність моделей робочого процесу забезпечувалась лише на максимальних, як найбільш вагомих, режимах, також може призводити до суттєвої похибки оцінки накопиченого пошкодження в окремих випадках застосування двигуна, як от протипожежний або пілотажний літак.

Отже, традиційні підходи до аналізу точності моніторингу ресурсу [4] і побудовані на їх основі методики вибору складу вимірюваних параметрів не є ефективними для задач моніторингу ресурсу дисків, які, як правило, пошкоджуються за критерієм малоциклової втоми. Оптимальний набір вимірюваних параметрів повинен забезпечувати максимальну точність моделювання (для коректного визначення амплітуд циклів) у двох зонах: у зоні максимальних навантажень і в зоні мінімальних навантажень.

Для усунення зазначеного недоліку пропонується замість усереднення за узагальненим польотним циклом ввести вагову функцію режиму й використовувати її в складі критерію ефективності набору вимірюваних параметрів.

2.2.2 Внесок окремих режимів узагальненого польотного циклу в сумарне пошкодження диска турбіни

2.2.2.1 Циклічні пошкодження в узагальненому польотному циклі

При призначенні ресурсу інформацію щодо умов експлуатації двигуна протягом усього терміну служби подають у вигляді узагальненого польотного циклу (УПЦ), який складається з усіх визначених типових польотних циклів (ТПЦ) із відповідним відсотком їх використання.

Як приклад спочатку розглянемо диск турбіни високого тиску двигуна типу ТВ3-117. Один із аналізованих варіантів ТПЦ вертолітного ГТД і відповідну зміну умовно-пружних еквівалентних напружень у критичній точці диска 1-го ступеня турбіни компресора подано на рис. 2.2.

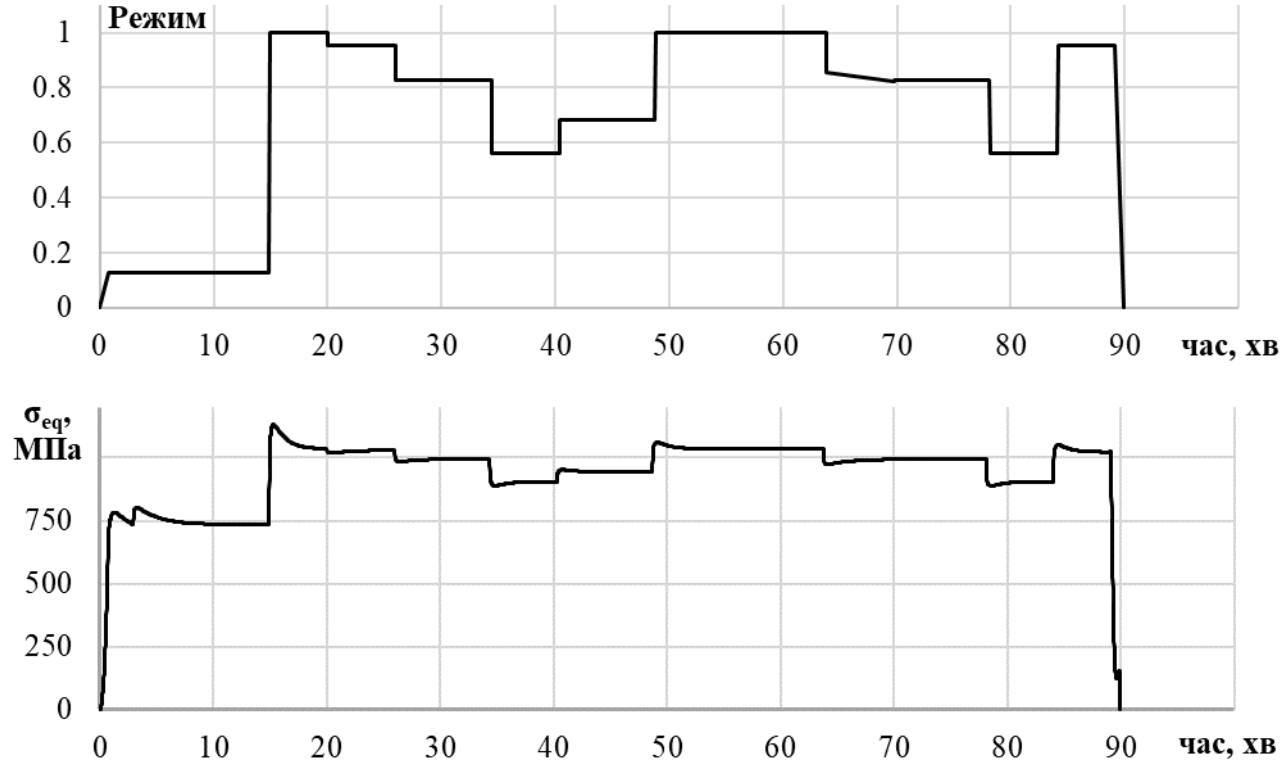

Рис. 2.2 – ТПЦ вертолітного ГТД (зверху)
та еквівалентні напруження в диску турбіни (знизу)

Відомо кілька різних методів схематизації випадкових процесів навантажень, що виникають в умовах експлуатації або випробувань елементів машин і конструкцій. Одним із широко застосованих є метод «дощу» (англ, *rainflow counting*

algorithm, також відомий як *rainflow counting method*), який було розроблено Тацуо Єндо (Tatsuo Endo) та М. Мацуіші (M. Matsuishi) [7]. Згодом одна з найбільш відомих реалізацій алгоритму була запропонована Даунінгом (Downing) і Сосі (Socie) у 1982 році та увійшла до стандарту ASTM E 1049-85 [8]. Пізніше Ігор Рихлик запропонував строге математичне формулювання алгоритму “дощу” [9], основане на властивостях стаціонарних випадкових процесів, що дозволило застосовувати аналітичні методи оцінки втомного ресурсу на базі статистичних характеристик сигналу. Його основна задача – перетворення складної часової історії навантаження в набір окремих втомних циклів, які формуються послідовністю простих перегинів напружень або деформацій. Для кожного з цих циклів розраховується втомне пошкодження, після чого загальне пошкодження підсумовується за правилом Майнера (M, Miner) [10]:

$$D = \sum_{i=1}^{n} \frac{N_i}{N_{f\,i}}; \tag{1.14}$$

де N_i – кількість циклів навантаження i, які було виділено за методом «дощу»;

$N_{f\,i}$ – кількість циклів до руйнування при даній амплітуді i, визначене за σ-N або ε-N кривою (в залежності від області втоми);

D – накопичене втомне пошкодження.

Застосуємо метод дощу до історії напружень, які виникають у критичній точці диска 1 ступеня турбіни компресора (ТК) вертолітного двигуна типу ТВ3-117 під час ТПЦ «1» (див. рис. 2.2). Результат схематизації процесу навантаження подано на рис. 2.3 – 2.4, де червоним пунктиром показано потоки, які мають максимальний розмах напружень, червоними суцільними лініями – усі інші потоки, блакитною лінією – відфільтрований процес навантаження критичної точки деталі.

З рис. 2.3 – 2.4 видно, щ на фоні основного циклу навантаження «0–max–0», який є віднульовим і має максимальний розмах напружень, виділяються кілька накладених на нього додаткових циклів (підциклів), але їх розмахи напружень не перевищують 15 % від розмаху основного циклу.

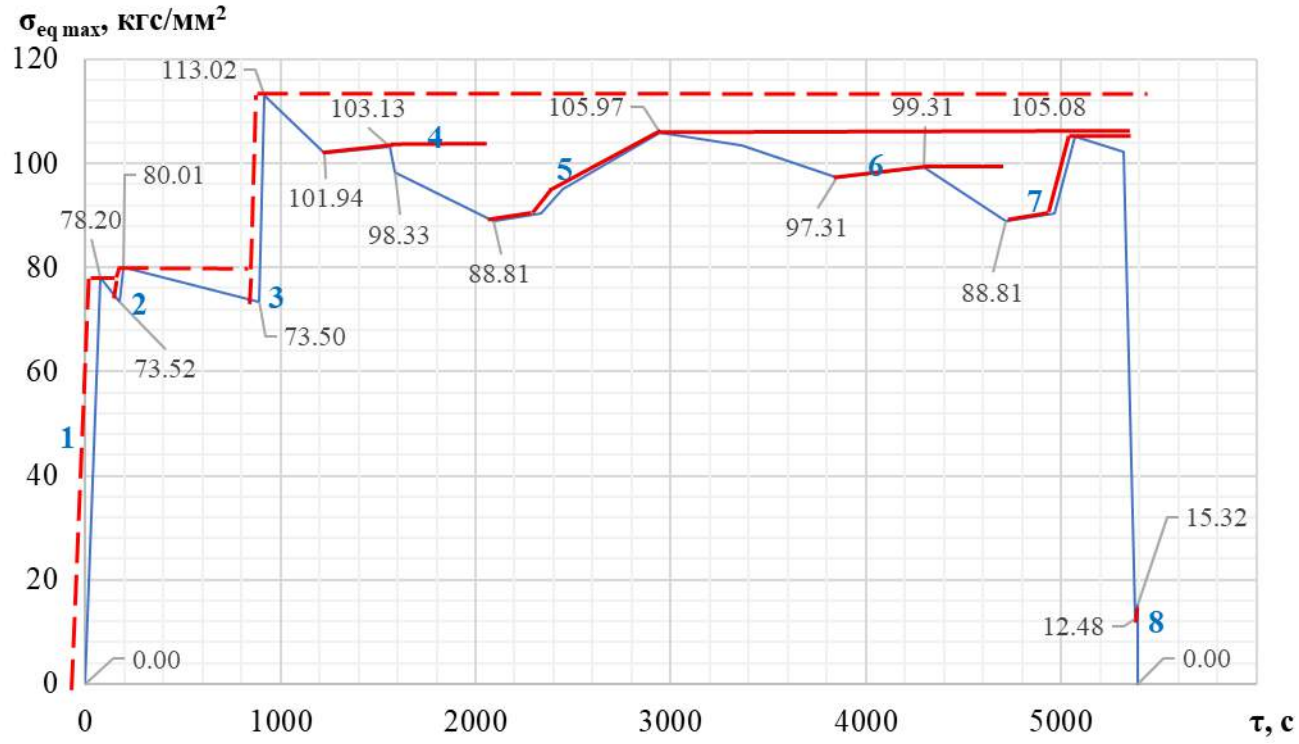

Рис. 2.3 – Висхідні напівцикли для диска 1 ступеня ТК в ТПЦ «1»

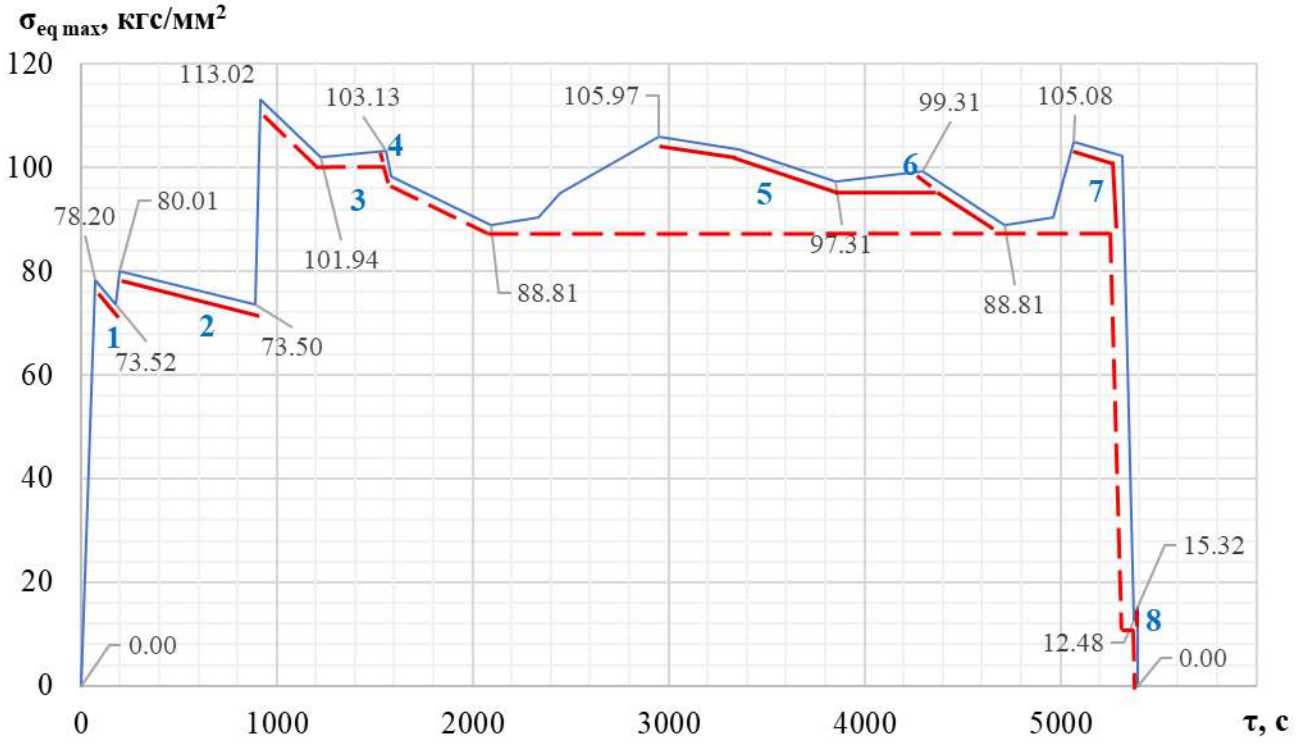

Рис. 2.4 – Низхідні напівцикли для диска 1 ступеня ТК в ТПЦ «1»

Для розрахунку пошкоджень диска за механізмом малоциклової втоми [10] скористаємось формулою Менсона у вигляді

$$\Delta\varepsilon = 3{,}5\frac{\sigma_u\left(t_{max}\right)-\sigma_m}{E\left(t_{max}\right)}N_f^{-0{,}12}+\left(\ln\frac{1}{1-\psi\left(t_{max}\right)}\right)^{0{,}6}\cdot N_f^{-0{,}6}, \qquad (1.15)$$

де $\Delta\varepsilon$ – розмах деформацій $\varepsilon_{\max}$ і $\varepsilon_{\min}$ в критичній точці деталі, що виникають під час випадкового процесу навантаження;

$\sigma_u(t_{\max})$ – границя тимчасової міцності при температурі $t_{\max}$;

σ_m – середні напруження циклу;

N_f – кількість циклів до руйнування;

$E(t_{\max})$ – модуль пружності при температурі $t_{\max}$;

$\psi(t_{\max})$ – коефіцієнт звуження поперечного перерізу при розриві при температурі $t_{\max}$;

$t_{\max}$ – максимальне значення серед температури максимальних і мінімальних напружень циклу. Надалі для спрощення запису позначення залежності властивостей матеріалу від максимальної температури «($t_{\max}$)» і позначення «max» при температурі опустимо.

При визначенні ресурсу за МЦВ невідомою величиною є кількість руйнівних циклів N_{fi} при амплітуді деформацій (напружень) i.

Для вирішення рівняння (1.15) відносно невідомої кількості руйнівних циклів N_{fi} при амплітуді деформацій $\Delta\varepsilon_i$ окрім розмаху деформацій потрібно визначити ще і властивості матеріалу, що відповідають температурі $t_{\max}$, яка вибирається за максимальним значенням між початком t_n і кінцем $t_к$ по кожному з виділених потоків:

$$t_{\max i} = \max\left(t_{n\,i}; t_{к\,i}\right). \qquad (1.16)$$

Також слід зауважити, що зміну напружень, представлену на рис. 2.2, подано у вигляді еквівалентних умовно-пружних напружень. Перехід для кожного з виділених піків і западин від умовно-пружних до пружно-пластичних виконується за методом Нейбера [11].

Результати обробки історії навантаження за методом «дощу» і обчислення пошкоджень по кожному з виділених напівциклів представлено в табл. 2.1. Загальне пошкодження D_Σ для 5 різних ТПЦ розраховано в припущенні, що кожному

висхідному напівциклу по завершенні навантаження буде відповідати аналогічний за параметрами низхідний напівцикл, що підтверджується рис. 2.3 – 2.4. Аналіз табл. 2.1 дозволяє зробити висновок, що пошкодження за основним циклом, який формується між мінімальним і максимальним рівнями напружень за всю історію навантаження, становить для вертолітного ГТД не менш ніж 99,9 % від загального пошкодження за весь політ у будь-якому довільному ТПЦ. Таким чином, загальний внесок у пошкодження всіх проміжних підциклів, які виникають впродовж польоту, не перевищує 0,1 %, і його можна вважати несуттєвим. Аналогічний аналіз ТПЦ пасажирських і цивільних транспортних літаків дає такий же результат.

Таблиця 2.1 – Пошкодження у висхідних напівциклах типових польотних циклів для диска 1 ступеня ТК

ТПЦ	Сегмент	Початок			Кінець			$\Delta\sigma_{eq}$, (кгс/мм ^{2})	$\Delta\varepsilon_{ep}$	σ_m, (кгс/мм ^{2})	n_i	D_i	$D_{\Sigma i}$	$\frac{D_i}{D_\Sigma}$
		Режим	$\sigma_{eq\ п}$ (кгс/мм^2)	$t_п$, °С	Режим	$\sigma_{eq\ к}$, (кгс/мм ^{2})	$t_к$, °С							
«1»	1	0	0	18,12	Взл	113,02	303,71	113,02	$6{,}55\cdot10^{-3}$	26,96	0,5	$2{,}546\cdot10^{-5}$	$5{,}092\cdot10^{-5}$	99,986%
	2	МГ	73,52	168,40	МГ	78,2	70,22	4,68	$2{,}43\cdot10^{-4}$	67,43	0,5	$2{,}515\cdot10^{-14}$		0,000%
	3	0,15МП	73,5	261,68	0,15МП	80,01	184,03	6,51	$3{,}45\cdot10^{-4}$	66,75	0,5	$4{,}253\cdot10^{-13}$		0,000%
	4	0,85Взл	101,94	403,58	0,85Взл	103,13	400,52	1,19	$6{,}55\cdot10^{-5}$	75,51	0,5	$1{,}968\cdot10^{-18}$		0,000%
	5	0,5Взл	88,81	371,26	0,9Взл	105,97	376,97	17,16	$9{,}37\cdot10^{-4}$	68,43	0,5	$2{,}195\cdot10^{-9}$		0,009%
	6	0,8Взл	97,31	398,86	МП	99,31	382,98	2	$1{,}10\cdot10^{-4}$	74,12	0,5	$1{,}119\cdot10^{-16}$		0,000%
	7	0,5Взл	88,81	371,26	0,85Взл	105,08	361,91	16,27	$8{,}87\cdot10^{-4}$	68,68	0,5	$1{,}462\cdot10^{-9}$		0,006%
	8	0,85Взл	12,48	319,14	0,85Взл	15,32	301,33	2,84	$1{,}53\cdot10^{-4}$	13,90	0,5	$1{,}323\cdot10^{-18}$		0,000%
«2»	1	0	0	18,12	Взл	112,87	301,81	112,87	$6{,}53\cdot10^{-3}$	26,95	0,5	$2{,}514\cdot10^{-5}$	$5{,}029\cdot10^{-5}$	99,995%
	2	МГ	73,51	168,39	МГ	77,89	184,02	4,38	$2{,}28\cdot10^{-4}$	67,34	0,5	$1{,}475\cdot10^{-14}$		0,000%
	3	0,15МП	73,49	261,68	0,15МП	80,02	184,02	6,53	$3{,}40\cdot10^{-4}$	66,42	0,5	$3{,}554\cdot10^{-13}$		0,000%
	4	0,85Взл	100,78	403,24	0,85Взл	102,37	400,26	1,59	$8{,}74\cdot10^{-5}$	75,09	0,5	$2{,}010\cdot10^{-17}$		0,000%
	5	МП	97,65	395,13	0,95Взл	103,53	388,24	5,88	$3{,}22\cdot10^{-4}$	73,29	0,5	$7{,}444\cdot10^{-13}$		0,000%
	6	МП	97,59	395,14	МП	98,93	380,50	1,34	$7{,}33\cdot10^{-5}$	74,32	0,5	$3{,}956\cdot10^{-18}$		0,000%
	7	0,6Взл	94,13	374,85	МП	100,04	368,35	5,91	$3{,}22\cdot10^{-4}$	72,48	0,5	$6{,}370\cdot10^{-13}$		0,000%
	8	0,6Взл	94,28	362,31	0,6Взл	94,61	363,90	0,33	$1{,}80\cdot10^{-5}$	73,92	0,5	$2{,}989\cdot10^{-23}$		0,000%
	9	0,5Взл	88,35	371,87	0,5Взл	104,6	361,24	16,25	$8{,}84\cdot10^{-4}$	68,51	0,5	$1{,}378\cdot10^{-9}$		0,005%
	10	0,85Взл	12,45	319,14	0,85Взл	15,3	301,33	2,85	$1{,}53\cdot10^{-4}$	13,88	0,5	$1{,}336\cdot10^{-18}$		0,000%

ТПЦ	Сегмент	Початок			Кінець			$\Delta\sigma_{eq}$, (кгс/мм^2)	$\Delta\varepsilon_{ep}$	σ_m, (кгс/мм^2)	n_i	D_i	$D_{\Sigma i}$	$\frac{D_i}{D_\Sigma}$
		Режим	$\sigma_{eq\ п}$ (кгс/мм^2)	$t_п$, °C	Режим	$\sigma_{eq\ к}$, (кгс/мм^2)	$t_к$, °C							
«3»	1	0	0	18,12	0,8Взл	112,87	301,81	112,87	$6{,}53\cdot10^{-3}$	26,95	0,5	$2{,}514\cdot10^{-5}$	$5{,}029\cdot10^{-5}$	100,000%
	2	МГ	73,51	168,39	МГ	77,89	71,72	4,38	$2{,}22\cdot10^{-4}$	67,00	0,5	$1{,}124\cdot10^{-14}$		0,000%
	3	0,15МП	73,49	261,68	0,15МП	80,02	184,02	6,53	$3{,}40\cdot10^{-4}$	66,42	0,5	$3{,}554\cdot10^{-13}$		0,000%
	4	0,7Взл	100,78	403,24	0,8МП	102,37	400,26	1,59	$8{,}74\cdot10^{-5}$	75,09	0,5	$2{,}010\cdot10^{-17}$		0,000%
	5	0,8МП	97,65	395,13	0,75Взл	103,53	388,24	5,88	$3{,}22\cdot10^{-4}$	73,29	0,5	$7{,}444\cdot10^{-13}$		0,000%
	6	0,8МП	97,59	395,14	0,8МП	98,93	380,50	1,34	$7{,}33\cdot10^{-5}$	74,32	0,5	$3{,}956\cdot10^{-18}$		0,000%
	7	0,75МП	94,13	374,85	0,75МП	100,04	368,35	5,91	$3{,}22\cdot10^{-4}$	72,48	0,5	$6{,}370\cdot10^{-13}$		0,000%
	8	0,75МП	94,28	362,31	0,75МП	94,61	363,90	0,33	$1{,}80\cdot10^{-5}$	73,92	0,5	$2{,}989\cdot10^{-23}$		0,000%
«4»	1	0	0	30,00	0,75Взл	105,3	300,18	105,3	$5{,}89\cdot10^{-3}$	26,82	0,5	$1{,}513\cdot10^{-5}$	$3{,}026\cdot10^{-5}$	99,985%
	2	МГ	73,5	173,92	МГ	80,53	72,07	7,03	$3{,}56\cdot10^{-4}$	66,83	0,5	$5{,}639\cdot10^{-13}$		0,000%
	3	0,15МП	74,13	266,99	0,15МП	81,03	186,80	6,9	$3{,}59\cdot10^{-4}$	66,61	0,5	$5{,}828\cdot10^{-13}$		0,000%
	4	0,65Взл	93,24	380,75	0,65Взл	94,02	371,20	0,78	$4{,}25\cdot10^{-5}$	73,40	0,5	$3{,}575\cdot10^{-20}$		0,000%
	5	0,75МП	90,95	367,84	0,75МП	91,72	359,48	0,77	$4{,}19\cdot10^{-5}$	72,86	0,5	$2{,}824\cdot10^{-20}$		0,000%
	6	0,4Взл	84,88	352,06	0,75Взл	99,24	356,72	14,36	$7{,}80\cdot10^{-4}$	68,18	0,5	$4{,}669\cdot10^{-10}$		0,003%
	7	0,6МП	88,21	344,59	0,6МП	88,7	338,52	0,49	$2{,}65\cdot10^{-5}$	72,28	0,5	$5{,}598\cdot10^{-22}$		0,000%
	8	0,6Взл	91,13	378,87	0,6Взл	92,55	364,29	1,42	$7{,}73\cdot10^{-5}$	72,67	0,5	$4{,}524\cdot10^{-18}$		0,000%
	9	0,7МП	89,92	361,47	0,7МП	90,58	354,03	0,66	$3{,}58\cdot10^{-5}$	72,64	0,5	$7{,}410\cdot10^{-21}$		0,000%
	10	0,35Взл	83,05	345,89	0,7Взл	100,38	344,42	17,33	$9{,}39\cdot10^{-4}$	67,05	0,5	$1{,}778\cdot10^{-9}$		0,012%
	11	0,7Взл	11,99	306,83	0,7Взл	15,25	287,58	3,26	$1{,}74\cdot10^{-4}$	13,62	0,5	$3{,}958\cdot10^{-18}$		0,000%
«5»	1	0	0	30,00	0,75Взл	105,3	300,18	105,3	$5{,}89\cdot10^{-3}$	26,82	0,5	$1{,}513\cdot10^{-5}$	$3{,}028\cdot10^{-5}$	99,941%
	2	МГ	73,5	173,92	МГ	80,53	72,07	7,03	$3{,}56\cdot10^{-4}$	66,83	0,5	$5{,}639\cdot10^{-13}$		0,000%
	3	0,15МП	74,13	266,99	0,15МП	81,03	186,80	6,9	$3{,}59\cdot10^{-4}$	66,61	0,5	$5{,}828\cdot10^{-13}$		0,000%
	4	0,75Взл	96,5	383,74	0,75Взл	96,64	380,14	0,14	$7{,}65\cdot10^{-6}$	74,42	0,5	$2{,}697\cdot10^{-26}$		0,000%
	5	0,8МП	92,41	375,60	0,8МП	93,49	363,70	1,08	$5{,}88\cdot10^{-5}$	73,14	0,5	$5{,}031\cdot10^{-19}$		0,000%
	6	0,25Взл	77,53	346,60	0,7Взл	100,05	300,18	22,52	$1{,}21\cdot10^{-3}$	64,21	0,5	$8{,}864\cdot10^{-9}$		0,059%
	7	0,7Взл	11,02	300,91	0,7Взл	13,99	284,64	2,97	$1{,}58\cdot10^{-4}$	12,51	0,5	$1{,}663\cdot10^{-18}$		0,000%

1)

Проаналізуємо додатково ТПЦ літака для пожежогасіння і маневреного літака (рис. 2.5), для яких підцикли навантаження можуть суттєво відрізнятись від вертолітного як за розмахом, так і за кількістю. У роботі Н. Шимановської [12] наведено зміну напружень у диску турбіни двигуна Д-436ТП у випробувальному польоті літака Бе-200 на гасіння пожежі (рис. 2.6.).

За відсутністю інформації про тепловий стан критичної точки диска на різних режимах роботи двигуна вважатимемо, що її температура в моменти набуття напруженнями пікових значень однакова й дорівнює 340°С. Також вважатимемо несуттєвими і не будемо враховувати розмахи еквівалентних напружень, менші за 50 МПа. З урахуванням зазначених припущень алгоритм методу «дощу» виявляє висхідні та нисхідні напівцикли навантаження, зображені на рис. 2.7 – 2.8. Розмахи умовних еквівалентних напружень становлять 60–70 % від розмаху основного циклу навантаження (0–Зліт–0).

Згрупувавши напівцикли з однаковими розмахами, отримаємо кількість повних циклів навантаження та сумарне пошкодження, яке накопичується в критичній точці диска ТК упродовж зазначеного польоту (табл. 2.2). аналогічний аналіз для пілотажного польоту виділяє 7 підциклів навантаження, а відповідні пошкодження зведено в табл. 2.2.

Розмах підциклу формується двома режимними точками: піком, який визначається режимом із діапазону максимальних, та западиною, яка визначається мінімальним польотним режимом (наприклад, польотним малим газом). Аналіз сумарного пошкодження диска турбіни двоконтурного двигуна для пілотажного польоту дає сумарний внесок пошкоджень за підциклами (загальна кількість 7) 55 % за один політ. Аналогічний аналіз для протипожежного літка показує ще вагоміший внесок підциклів (загальна кількість 12) у сумарне пошкодження – до 70 %.

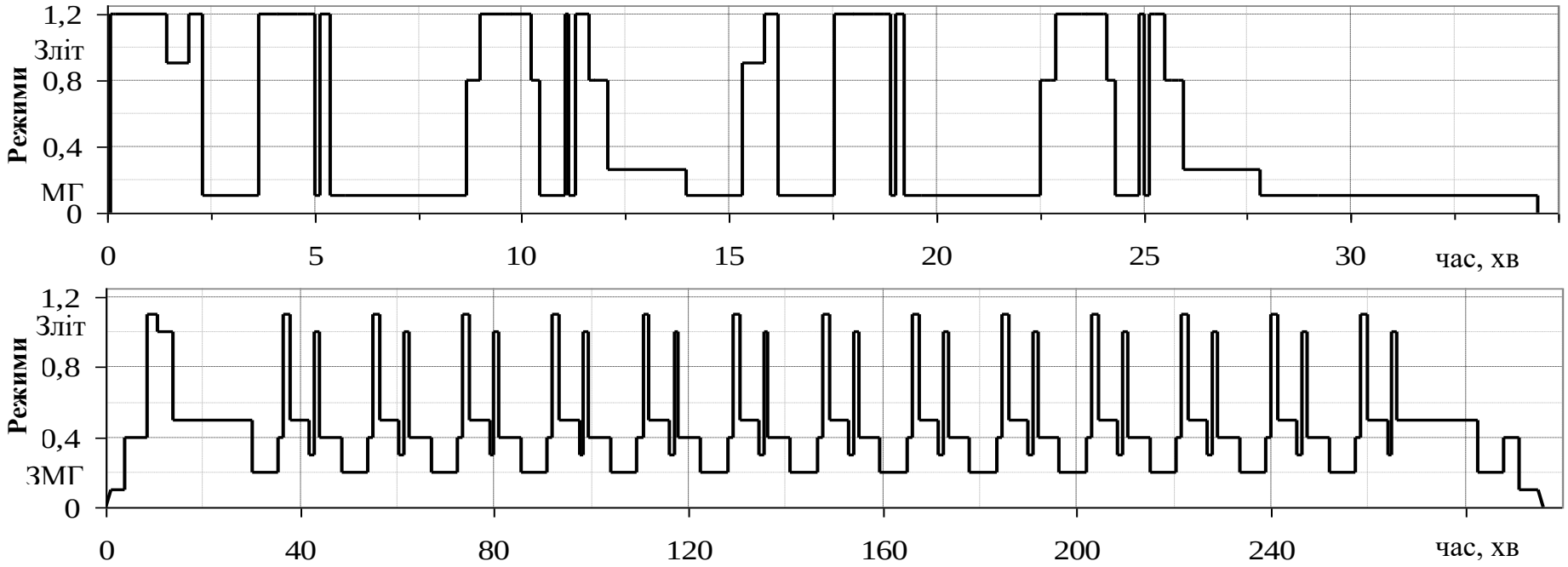

Рис. 2.5 – ТПЦ маневреного літака (зверху) та літака для пожежогасіння (знизу)

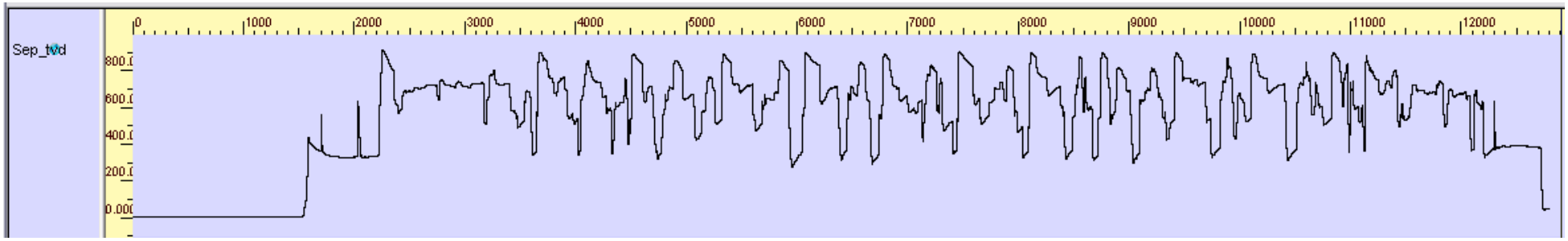

Рис. 2.6 – Еквівалентні напруження в диску турбіни у випробувальному польоті проти пожежного літака

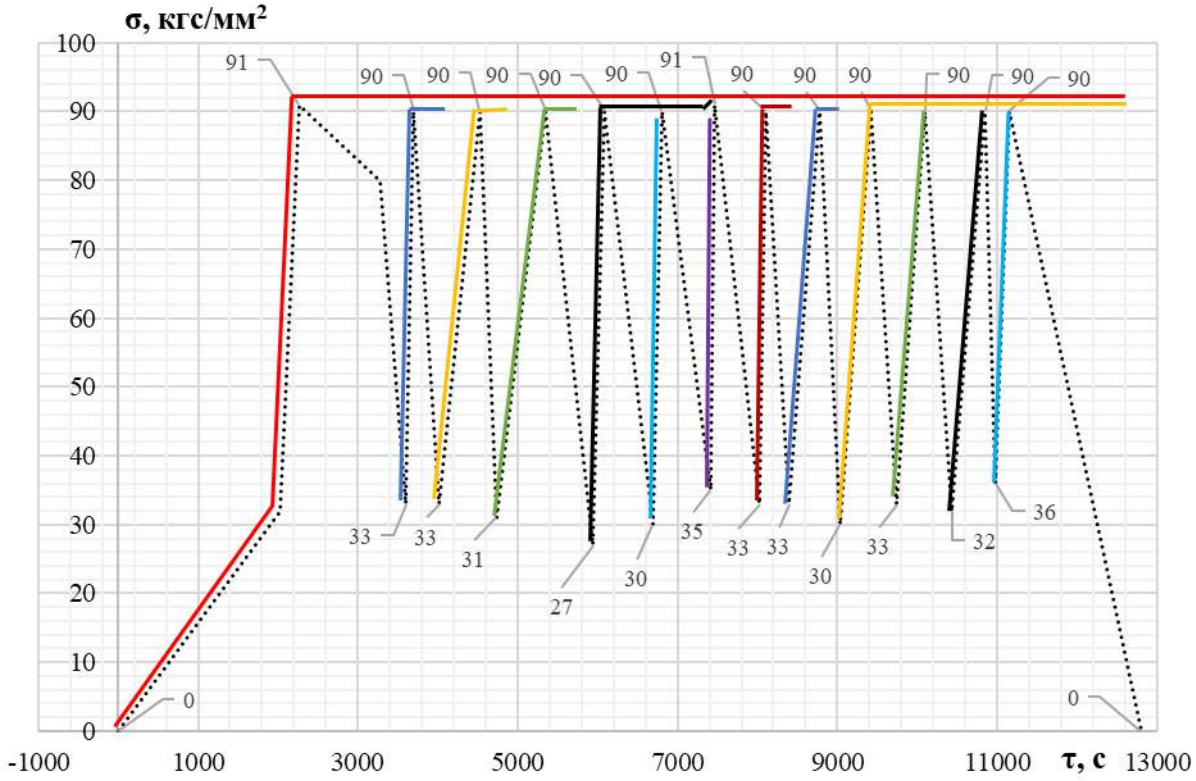

Рис. 2.7 – Висхідні цикли навантаження

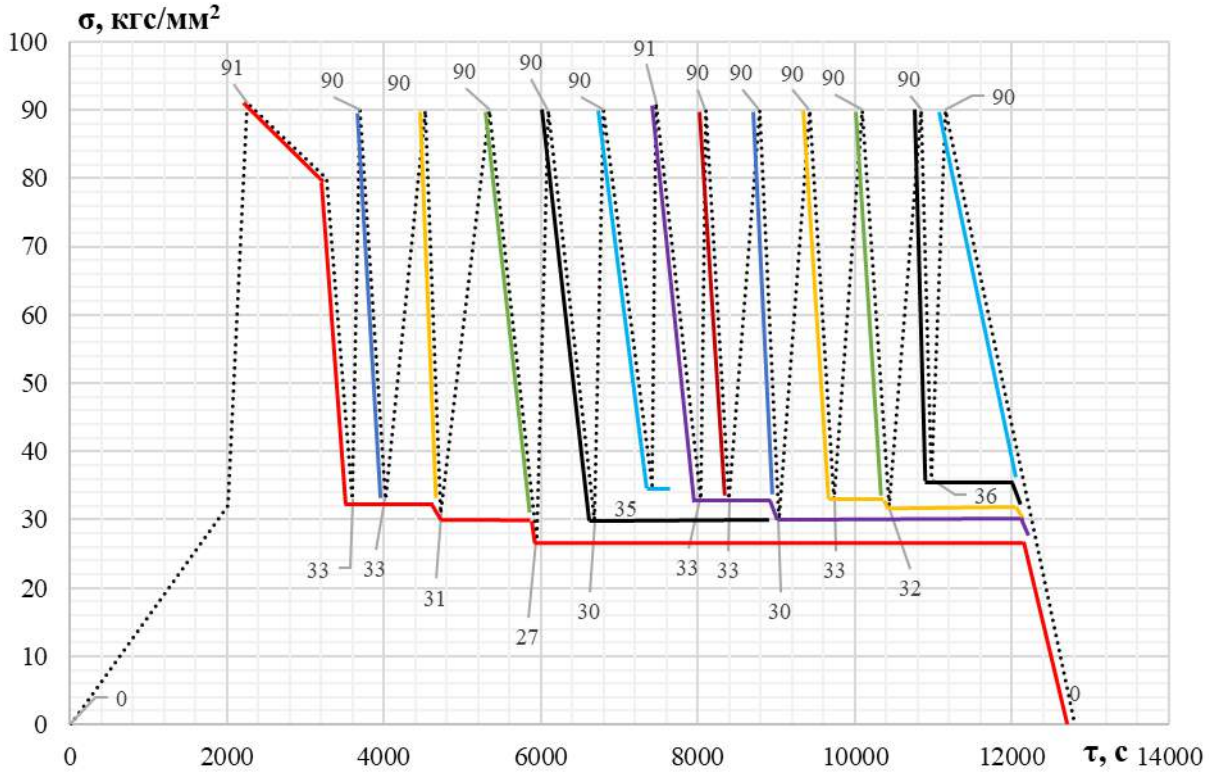

Рис. 2.8 – Нисхідні цикли навантаження

Таблиця 2.2 – Пошкодження диска ТК за типовий політ протипожежного літака

№ циклу	**Розмах напружень $\Delta\sigma_{екв}$, кгс/мм^2**	**Відсоток розмаху напружень**	**Кількість циклів навантаження**	**D за 1 цикл навантаження**	**D з урахуванням кількості циклів**	**%D**	**Примітка**
Типовий політ протипожежного літака							
1	91	100%	1	$1.18\cdot10^{-5}$	$1.18\cdot10^{-5}$	31%	Основний цикл навантаження
2	64	70%	1	$3.3586\cdot10^{-6}$	$3.36\cdot10^{-6}$	9%	
3	60	66%	2	$2.5228\cdot10^{-6}$	$5.05\cdot10^{-6}$	13%	
4	59	65%	1	$2.3526\cdot10^{-6}$	$2.35\cdot10^{-6}$	6%	
5	58	64%	1	$2.1898\cdot10^{-6}$	$2.19\cdot10^{-6}$	6%	
6	57	63%	5	$2.0341\cdot10^{-6}$	$1.02\cdot10^{-5}$	27%	
7	55	60%	1	$1.7439\cdot10^{-6}$	$1.74\cdot10^{-6}$	5%	
8	54	59%	1	$1.6093\cdot10^{-6}$	$1.61\cdot10^{-6}$	4%	
Загалом за один політ			**13**	–	**$3.82\cdot10^{-5}$**	100%	
Типовий пілотажний політ							
1	91	100%	1	$1.18\cdot10^{-5}$	$1.18\cdot10^{-5}$	45%	Основний цикл навантаження
2	57	63%	7	$2.0341\cdot10^{-6}$	$1.42\cdot10^{-5}$	55%	
Загалом за один політ			**13**	–	**$2.60\cdot10^{-5}$**	100%	

Таким чином, для маневрених літаків і літаків пожежогасіння суттєвий внесок у сумарний виробіток ресурсу, крім основного циклу, вносять циклічні пошкодження на часткових циклах, спричинених зміною режиму від польотного малого газу до максимального.

Отримані результати показали, що для аналізу циклічного пошкодження при нормальній роботі літального апарата (тобто в умовах, коли експлуатаційні умови змінюються відповідно до УПЦ) необхідно визначити параметри навантаження в області двох характерних режимів: максимального режиму та режиму польотного малого газу.

Однак, це не означає, що точністю проміжних режимів можна знехтувати, тому що динамічні моделі теплового й напруженого станів у алгоритмах моніторингу ресурсу побудовані на принципі врахування передісторії конкретного стану.

2.2.2.2 Циклічні пошкодження внаслідок аварійного вимкнення двигуна

Розглянуті випадки призводить до виокремлення максимум двох режимів – максимального та польотного малого газу. Але такий підхід не передбачає можливості виникнення ситуації аварійного вимкнення двигуна з будь-якого режиму роботи. Для врахування потенційного внеску кожного режиму в загальне пошкодження пропонується концепція «віртуального циклу», в якому моделюється ситуація поступового виходу двигуна на k-й режим з подальшим штатним вимкненням з цього режиму. У цьому випадку основний цикл навантаження за малоцикловою втомою формується з розмахом напружень «0–σ_k–0».

Виділимо з усіх наявних режимів п’яти типових польотних циклів (див. табл. 2.1) тільки ті, на яких виникають максимальні напруження в критичній точці диска 1-го ступеня ТК, враховуючи вплив максимальної температури [13]. Остаточно з кількох однакових режимів залишимо лише той, що призводить до максимального пошкодження.

При призначенні ресурсу інформацію про умови експлуатації двигуна протягом всього строку служби подають у вигляді узагальненого польотного циклу, який складається з усіх визначених ТПЦ із відповідним відсотком їх

використання. Тому і внесок пошкодження кожного з режимів ТПЦ будемо оцінювати за пошкодженням УПЦ, яке, формується наступним чином

$$D_{УПЦ} = 0,3D_1 + 0,3D_2 + 0,15D_3 + 0,15D_4 + 0,1D_5, \qquad (1.17)$$

де $D_1, \ldots, D_5 = D_{\Sigma i}$ – відповідне загальне пошкодження контрольованої деталі в умовах i-го ТПЦ (див, табл. 2.1);

$$D_{УПЦ} = \left(0,3 \cdot 5,092 + 0,3 \cdot 5,029 + 0,15 \cdot 5,029 + 0,15 \cdot 3,026 + 0,1 \cdot 3,028\right) \cdot 10^{-5} = \\ = 4,547 \cdot 10^{-5}.$$

Результати обчислення максимальних пошкоджень диска 1 ступеня ТК вертолітного ГТД для всіх режимів роботи та їх відносний внесок в загальне пошкодження за один УПЦ представлено в табл. 2.3 та на рис. 2.9.

Для зручності подальшого аналізу представимо пошкодження у вигляді функції $D = f(x)$ параметра x, який визначає режим роботи двигуна (а опосередковано – рівень навантаження дисків турбіни). Для цього необхідно зв'язати параметр x із вимірюваними параметрами. Порівняння залежностей $D = f(x)$ при різних параметрах x (фізична, n_1, та зведена, $n_{1\,зв}$, частота обертання ротора ТК; фізичний, P_3, та зведений, $P_{3\,зв}$, тиск за компресором; добуток фізичної частоти обертання, n_1, ротора ТК і температури газу, T_{44}, на виході з ТК) показало, що точки зазначеної залежності пошкодження на різних режимах займають більш компактну область із гладкими границями при використанні комплексного параметра навантаження, який інтегрально відображає термонапружений стан дисків, спричинений відцентровою силою та тепловим впливом середовища:

$$D_i = f\left(Cn_1T_{44}\right), \qquad (1.18)$$

де C – масштабний коефіцієнт.

Таблиця 2.3 – Пошкодження у циклах «0–$\sigma_{eq\ max}$–0» для різних режимів роботи диска 1 ступеня ТК

Режим	**$\sigma_{eq\ п}$ (кгс/мм^2)**	**T_3 °С**	**T_1, °С**	**P_1, кгс/см^2**	**n_1, об/хв**	**P_3, кгс/см^2**	**T_{44}, °С**	**$n_{1\ зв}$, об/хв**	**$P_{3\ зв}$, кгс/см^2**	**D_i**	**D_i, %УПЦ**
0,95Зл	103,53	388,24	12,18	0,7387	19542	7,7470	680,7	19638	10,8363	$3{,}014\cdot10^{-5}$	66,29%
0,9Зл	105,97	376,97	18,12	0,8281	19579	8,3443	680,7	19474	10,4117	$3{,}510\cdot10^{-5}$	77,20%
Зл	113,02	303,71	18,12	0,8281	19579	8,3439	680,7	19474	10,4112	$5{,}092\cdot10^{-5}$	111,97%
0,85Зл	105,08	361,91	18,12	0,8281	19446	8,1738	662,1	19342	10,1989	$3{,}237\cdot10^{-5}$	71,18%
0,5Зл	104,6	361,24	18,12	0,8281	19446	8,1738	662,1	19342	10,1989	$3{,}130\cdot10^{-5}$	68,83%
МП	100,04	368,35	12,18	0,7387	19205	7,2136	639,5	19300	10,0902	$2{,}311\cdot10^{-5}$	50,83%
0,6Зл	94,61	363,90	6,24	0,6573	18859	6,2064	605,6	19152	9,7564	$1{,}588\cdot10^{-5}$	34,92%
0,8Зл	112,87	301,81	22,08	0,8924	19205	8,0992	633,6	18973	9,3777	$5{,}029\cdot10^{-5}$	110,58%
0,8МП	102,37	400,26	18,12	0,8281	18750	7,0133	587,1	18649	8,7509	$2{,}828\cdot10^{-5}$	62,19%
0,7Зл	100,38	344,42	30,00	1,0332	19049	8,6209	611,6	18572	8,6215	$2{,}295\cdot10^{-5}$	50,48%
0,75Зл	105,3	300,18	30,00	1,0332	19049	8,5760	613,9	18572	8,5766	$3{,}026\cdot10^{-5}$	66,54%
0,75МП	100,04	368,35	18,12	0,8281	18627	8,1669	575,2	18527	10,1903	$2{,}311\cdot10^{-5}$	50,83%
0,65Зл	94,02	371,20	26,04	0,9607	18813	8,0556	590,0	18463	8,6641	$1{,}538\cdot10^{-5}$	33,83%
0,7МП	90,58	354,03	26,04	0,9607	18468	7,1398	557,4	18124	7,6791	$1{,}198\cdot10^{-5}$	26,33%
0,6МП	88,7	338,52	30,00	1,0332	18237	6,9608	536,2	17780	6,9613	$1{,}040\cdot10^{-5}$	22,87%
0,15МП	81,03	186,80	30,00	1,0332	16685	4,1171	464,3	16267	4,1174	$5{,}681\cdot10^{-6}$	12,49%
МГ	80,53	72,07	30,00	1,0332	15957	3,4950	422,3	15557	3,4952	$5{,}262\cdot10^{-6}$	11,57%

На рис. 2.9 внесок окремих режимів у загальне пошкодження подано у вигляді (1.18). Точками зображено розраховані значення внесків окремих режимів УПЦ в загальне пошкодження, пунктиром окреслено максимальну й мінімальну границі області розрахункових значень, жирним пунктиром – осереднене значення функції (1.18), яка описується поліномом третього порядку:

$$D_i = d_0 + d_1\left(Cn_1T_{44}\right) + d_2\left(Cn_1T_{44}\right)^2 + d_3\left(Cn_1T_{44}\right)^3. \qquad (1.19)$$

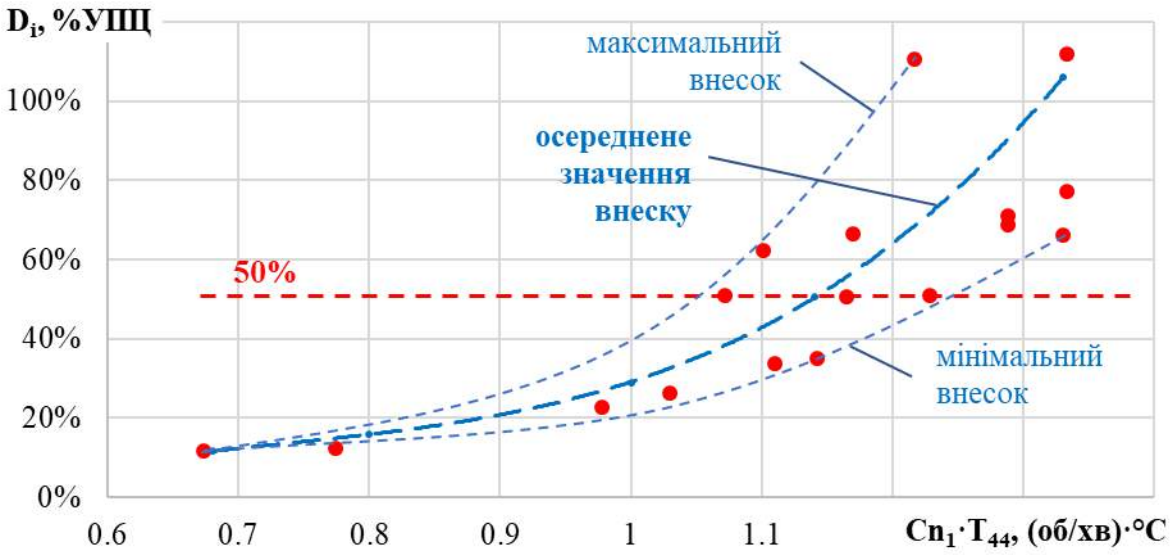

Рис. 2.9 – Залежність відносного пошкодження диска 1 ступеня ТК від режиму навантаження УПЦ в циклах навантаження «0 – σ_k – 0»

Таким чином, вимкнення двигуна з проміжних режимів може спричинити суттєві циклічні пошкодження. Тому усі проміжні режими слід враховувати в досліджуваному критерії ефективності складу вимірюваних параметрів.

2.2.3 Формування вагової функції режиму

На основі викладеного пропонується ввести вагову функцію W_Σ, яка має враховувати дві складові, що відповідають експлуатації за УПЦ (W_{range}), а також можливості вимкнення двигуна з проміжного режиму (W_{mode}). Аргументом має бути запропонований раніше параметр $x = C{\cdot}n_1T_{44}$, який відображає інтенсивність термонапруженого стану деталі. Для узагальнення цієї функції та забезпечення

зручності її подання та використання пронормуємо режимний параметр x – введемо нормовану координату λ:

$$\lambda(x) = \frac{x_{\max} - x}{x_{\max} - x_{\min}}, \tag{1.20}$$

де $x_{\min}$ та $x_{\max}$ – мінімальне та максимальне значення комплексу $C{\cdot}n_1T_{44}$, розраховані для всього діапазону робочих режимів двигуна (від малого газу до режиму max).

У нормованих координатах критерій вагової функції можна записати наступним чином (рис. 2.9):

$$W_{\Sigma}(\lambda) = W_{mode}(\lambda) + W_{range}(\lambda), \tag{1.21}$$

де нормований параметр режиму λ приймає значення від 0 до 1, при цьому $\lambda = 0$ відповідає режиму «малий газ», а $\lambda = 1$ – максимальному режиму.

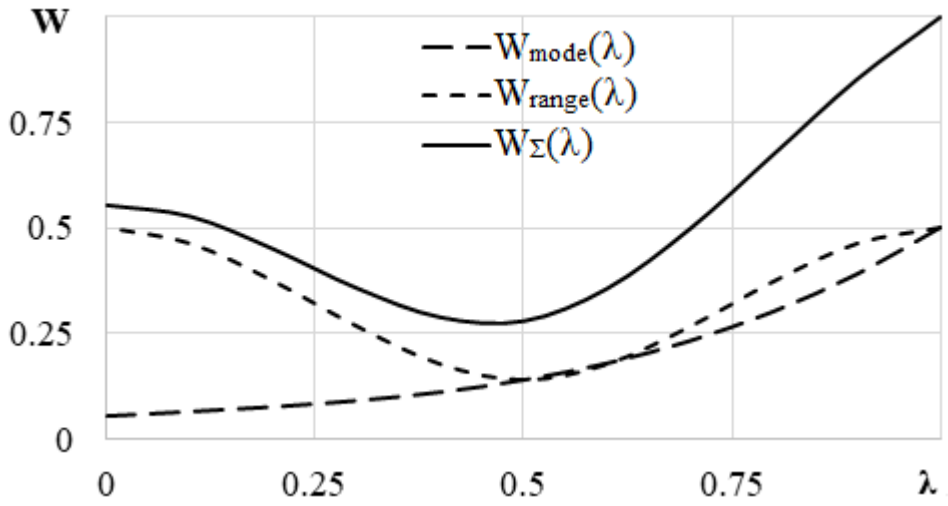

Рис. 2.10 – Вагові функції режиму, розмаху та сумарна

Складова ваги режиму W_{mode} відображає абсолютний внесок режиму в накопичення пошкоджень і описується функцією, пропорційною розрахунковому пошкодженню у «віртуальному циклі»:

$$W_{mode}(\lambda) = k_{mode}\frac{D(\lambda)}{D_{\max}}, \tag{1.22}$$

де $D_{\max}$ – пошкодження в циклі з максимальним режимом $\lambda = 1$;

k_{mode} – ваговий коефіцієнт (прийнято k_{mode} = 0,5).

Розглянемо складову $W_{range}(\lambda)$, яка відповідає за точність визначення амплітуд циклів. Вимоги до цієї функції визначаються наступними обставинами:

1) Аналіз значень пошкоджень за МЦВ, накопичуваних на окремих характерних циклах навантаження вертолітного двигуна, які виникають в УПЦ, показав, що суттєвим є тільки основний цикл, який є віднульовим. Тому в цьому випадку на точність визначення пошкодження впливає тільки точність визначення температури й напруження в єдиній точці циклу, яка відповідає максимальному пошкодженню.

2) Аналіз значень пошкоджень за МЦВ, накопичуваних на окремих характерних циклах навантаження літакових двигунів, виявив, що вплив додаткових циклів навантаження може бути суттєвим. Для маневрених і протипожежних літаків ці додаткові цикли відповідають зміні режиму від польотного малого газу до максимального.

3) Вплив мінімального й максимального значень на амплітуду напруження – однаковий.

4) Суттєву частину сумарних напружень становлять температурні напруження. Вони залежать від градієнтів температури. Тому суттєвими є не тільки похибки моделей в граничних точках циклу, але й похибки в околиці цих точок.

5) Необхідність ураховувати не точковий режим, а певну околицю, зумовлена також тим, що в реальних експлуатаційних умовах параметри повітря й руху літального апарата, а також режими роботи двигуна матимуть певний розкид.

Ураховуючи п. 2, можна приділяти увагу тільки граничним режимам, а, виходячи з однакових внесків цих режимів у загальну похибку визначення амплітуди, необхідно вважати вагу цих режимів однаковою. Ураховуючи пп. 4, 5, необхідно підтримувати велику вагу також у околицях зазначених режимів. Також, щоб уникнути завеликих похибок моделювання температурного й напруженого станів на проміжних режимах, не можна задавати нульові значення критерію на цих режимах.

Таким чином, необхідно вибрати функцію, яка ураховує зазначені вимоги до критерію:

1) функція має бути парною відносно середини інтервалу $\lambda \in [0, 1]$;

2) мати максимальні значення на границях при $\lambda = 0$ і $\lambda = 1$;

3) мінімум функції знаходиться в геометричному центрі нормованого діапазону режимів ($\lambda = 0{,}5$);

4) похідні від цієї функції на границях ($\lambda = 0$, $\lambda = 1$) мають дорівнювати нулю;

5) умова нерозривності логіки: для забезпечення балансу між статичним і циклічним внеском у зоні найменшої пошкоджуваності в точці мінімуму ($\lambda = 0{,}5$) значення ваги розмаху має збігатися зі значенням ваги режиму – $W_{range}(0{,}5) = W_{mode}(0{,}5)$, а максимальне значення на границях ($\lambda = 0$, $\lambda = 1$) має доповнювати вагу режимів до 100%, або, згідно з формулою (1.22), $\max(W_{range}) = (1 - k_{mode})$.

Найпростіша гармонічна функція, яка задовольняє зазначеним вимогам, має вигляд

$$W_{range}(\lambda) = \frac{(1-k_{mode}) - W_{mode}(0.5)}{2}\cos(2\pi\lambda) + \frac{(1-k_{mode}) + W_{mode}(\lambda)}{2}. \qquad (1.23)$$

Найпростішою функцією поліноміального типу є кубічна. Щоб вона була строго симетричною й задовольняла зазначені вище вимоги (максимум на краях, мінімум у центрі, нульові похідні), змінну $(\lambda - 0{,}5)$ у кубічному члені треба брати за модулем. Тоді коректна формула виглядатиме так:

$$W_{range}(\lambda) = a_0 + a_2(\lambda - 0{,}5)^2 + a_3|\lambda - 0{,}5|^3. \qquad (1.24)$$

Враховуючи граничні умови, остаточно маємо

$$W_{range}(\lambda) = W_{mode}(0{,}5) + \\ + \left((1-k_{mode}) - W_{mode}(0{,}5)\right)\cdot\left(12(\lambda - 0{,}5)^2 - 16|\lambda - 0{,}5|^3\right). \qquad (1.25)$$

Проведено порівняльний аналіз запропонованих моделей вагової функції. Встановлено, що максимальна розбіжність між гармонічною моделлю та поліномом 3-го порядку не перевищує 1.5%.

Остаточно вибір зроблено на користь поліноміального опису вагової функції, оскільки вона забезпечує вищу обчислювальну ефективність (відсутність тригонометричних операцій), що є критичним фактором при алгоритмічній реалізації.

Остаточно з урахуванням (1.21), (1.22) і (1.25) підсумкова модель вагової функції набуває вигляду

$$W_{\Sigma} = k_{mode}\left(\frac{D(\lambda)}{D_{\max}} + \frac{D(0,5)}{D_{\max}}\right) + \left(\left(1-k_{mode}\right) - k_{mode}\frac{D(0,5)}{D_{\max}}\right)\cdot\left(12\left(\lambda-0,5\right)^2 - 16\left|\lambda-0,5\right|^3\right). \quad (1.26)$$

Таким чином, запропонований розподіл ваг дозволяє сфокусувати вимоги до формування складу вимірюваних параметрів, який буде оптимальним саме для задач прогнозування ресурсу, і гарантувати надійність оцінки навіть при аварійних сценаріях.

2.3 Чутливість оцінки ресурсу до похибок термонапруженого стану

Виробіток ресурсу за МЦВ визначається за рівнянням, яке пов’язує кількість циклів до руйнування з параметрами розрахункового циклу – напруженнями, деформаціями та температурою. Тому похибка виробітку ресурсу за МЦВ залежить від похибок визначення зазначених параметрів розрахункового циклу [14].

Відомо, що УПЦ складається з ТПЦ, а в кожному ТПЦ можна виділити основний цикл навантаження (зазвичай для роторних деталей газотурбінного двигуна він є віднульовим) і певну кількість підциклів.

Впродовж експлуатації рівень максимальних напружень у деталі під час її роботи може змінюватись від пружного до пружно-пластичного (див. рис. 2.2). Однак, стосовно об’єкта дослідження – дисків турбіни авіаційного ГТД – діють жорсткі проєктні обмеження, зумовлені ресурсними вимогами. Конструкцію диска

проєктують таким чином, щоб забезпечити умову пружної пристосовності. Це означає, що навіть за наявності локальних пластичних деформацій у зонах концентраторів при першому виході на максимальний режим, розмах напружень у стабілізованому циклі не перевищуватиме подвоєної межі пропорційності матеріалу σ_{pl}.

Такий характер роботи матеріалу описується принципом Мазінга (G. Masing) [15], згідно з яким область пружної роботи при повторному навантаженні (або розвантаженні) розширюється до величини $2\sigma_{pl}$. Через неможливість точного експериментального визначення межі пропорційності σ_{pl} в практичних задачах її замінюють на межу умовної текучості $\sigma_{0.2}$. Отже, можна вважати, що процес навантаження-розвантаження впродовж експлуатації двигуна відбуватиметься за законом Гука. Це дозволяє використовувати лінійний зв’язок між напруженнями й деформаціями без втрати точності.

Для оцінки чутливості ресурсу до похибок термонапруженого стану в критичній точці контрольованої деталі зробимо такі припущення:

1) відносні похибки виробітку ресурсу в підциклах і основному циклі навантаження є однаковими;

2) для оцінки виробітку ресурсу використовуватимемо формулу Менсона [10];

3) мінімальні напруження в основному циклі навантаження дорівнюють нулю;

4) розрахунковий рівень навантаження стабілізується на лінії CD (див. рис. 2.11);

5) оскільки формула Менсона відповідає ізотермічним умовам навантаження, для характерної температури вибиратимемо максимальне значення серед температур початку та кінця циклу навантаження;

Згідно з припущенням 1, похибка оцінки виробітку ресурсу в ТПЦ буде в стільки разів більше похибки основного циклу навантаження, в скільки разів сумарний виробіток в ТПЦ більше виробітку в основному циклі; отже, цілком припустимо проводити аналіз лише для основного циклу.

Розглянемо загальний випадок навантаження диска турбіни в локальній критичній зоні (точці) – максимальний рівень розрахованих еквівалентних

напружень перевищує умовну границю плинності $\sigma_{0,2}$, тобто вникають пластичні деформації в околиці критичної точки, а розмах розрахованих умовно пружних еквівалентних напружень $\Delta\sigma$ такий, що не перевищує суму границь плинності при розтягненні та стисненні (рис. 2.11). Застосовуючи принцип Мазінга, маємо умову

$$\Delta\sigma \le 2\sigma_{0,2}. \qquad (1.27)$$

Таким чином, під час навантаження виникають пластичні напруження в околиці критичної точки. Перехід від умовно-пружних еквівалентних напружень $\sigma_{e\,\max}$ (точка B на рис. 2.11) до реальних пружно-пластичних $\sigma_{p\,\max}$ (точка C на рис. 2.11), які відповідають кривій розтягнення матеріалу, виконується за методом Нейбера [11]. Процес розвантаження в координатах «σ-ε» починається з точки C на кривій розтягнення і проходить по прямому відрізку CD (рис. 2.11) довжиною, яка дорівнює довжині відрізка AB ($\sigma_{e\,\max} - \sigma_{e\,\min}$). Це зумовлено наявністю пружної зони навколо локальної ділянки пластичного деформування – саме зменшення до нуля напружень і деформацій у пружній зоні призведе до появи локальної деформації стиснення в зоні пластичності. Під час повторного навантаження процес деформування в критичній точці почнеться з точки D (рис. 2.11) і за умови (1.27) буде лінійним і відповідатиме відрізку DC.

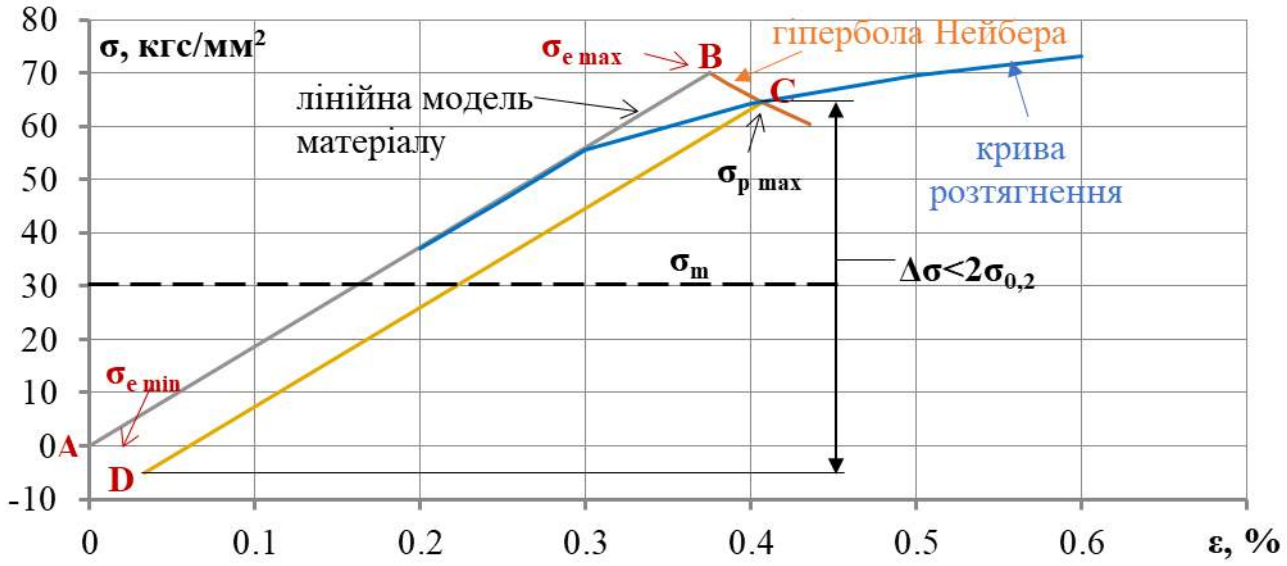

Рис. 2.11 – Параметри циклічного навантаження: випадок 2

Будемо вважати, що незалежними вхідними даними для визначення кількості циклів до руйнування є:

- параметри, що визначають навантаження:
  - умовно-пружне напруження σ_e;
  - температура $t = t_{\max}$;
- параметри, що визначають механічні властивості матеріалу:
  - модуль пружності E;
  - границя тимчасової міцності σ_u;
  - коефіцієнт звуження поперечного перерізу ψ;
  - в області пластичної деформації – функція деформування, тобто залежність $\sigma = f(\varepsilon)$.

Усі параметри, що визначають механічні властивості матеріалу, залежать від температури.

2.3.1 Вплив умов навантаження

На першому етапі аналізу будемо вважати, що ці механічні властивості визначено без похибок, і розглянемо тільки вплив похибок визначення навантаження (тобто умовні пружні напруження σ_e) і температурного стану (тобто t). Тому перетворимо рівняння (1.15) так, щоб у ньому були тільки ці вхідні дані.

Таким чином, треба зв’язати зі згаданими параметрами розмах деформації $\varepsilon_{eq\,\max} - \varepsilon_{eq\,\min}$ і середнє напруження циклу σ_m. Використаємо для цього такі вирази.

Ураховуючи прийняту лінійність деформування, маємо

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon_{p\,\max} - \varepsilon_{p\,\min} = \varepsilon_{e\,\max} - 0 = \frac{\sigma_e}{E}; \tag{1.28}$$

$$\sigma_m = \sigma_p - \frac{\sigma_e}{2}, \tag{1.29}$$

де σ_p – пружно-пластичні напруження, що відповідають діаграмі деформування матеріалу.

Для отримання зв'язку σ_p з σ_e використаємо функцію деформування $\sigma_p=f(\varepsilon_p, t)$, а також співвідношення Нейбера, яке при m=0,5 має вигляд $\sigma_p = \frac{\sigma_e^{\,2}}{E \cdot \varepsilon_p}$. Позначимо також $\frac{\partial f}{\partial \varepsilon_p} = E_p$. Тоді шуканий зв'язок має вигляд

$$\sigma_p = f\left(\frac{\sigma_e^{\,2}}{E \cdot \sigma_p}, t\right). \tag{1.30}$$

Зокрема, з цього рівняння можна визначити похідні від σ_p по змінних, які ми будемо вважати незалежними (σ_e і t). Похідна пружно-пластичних напружень за умовним пружним напруженням дорівнює

$$\frac{\partial \sigma_p}{\partial \sigma_e} = E_p\left(\frac{2\sigma_e E\sigma_p - \sigma_e^{\,2} E\frac{\partial \sigma_p}{\partial \sigma_e}}{E^2 \cdot \sigma_p^2}\right), \tag{1.31}$$

звідки

$$\frac{\partial \sigma_p}{\partial \sigma_e}\left(E\sigma_p^2 + E_p\sigma_e^{\,2}\right) = 2E_p\sigma_e\sigma_p;$$

$$\frac{\partial \sigma_p}{\partial \sigma_e} = \frac{2E_p\sigma_e\sigma_p}{E\sigma_p^2 + E_p\sigma_e^{\,2}},$$

або після скорочень

$$\frac{\partial \sigma_p}{\partial \sigma_e} = \frac{2}{\frac{E}{E_p}\frac{\sigma_p}{\sigma_e} + \frac{\sigma_e}{\sigma_p}}. \tag{1.32}$$

Похідна пружно-пластичних напружень за температурою:

$$\frac{\partial \sigma_p}{\partial t} = -E_p\frac{\sigma_e^{\,2}\left(E\frac{\partial \sigma_p}{\partial t} + \sigma_p\frac{\partial E}{\partial t}\right)}{E^2\sigma_p^2} + \frac{\partial f}{\partial t}, \tag{1.33}$$

Звідки

$$\left(E^2\sigma_p^2 + EE_p{\sigma_e}^2\right)\frac{\partial\sigma_p}{\partial t} = E^2\sigma_p^2\frac{\partial f}{\partial t} - {\sigma_e}^2\sigma_p E_p\frac{\partial E}{\partial t};$$

$$\frac{\partial\sigma_p}{\partial t} = \frac{E^2\sigma_p^2}{E^2\sigma_p^2 + EE_p{\sigma_e}^2}\frac{\partial f}{\partial t} - \frac{E_p{\sigma_e}^2\sigma_p}{E^2\sigma_p^2 + EE_p{\sigma_e}^2}\frac{\partial E}{\partial t},$$

або після скорочення

$$\frac{\partial\sigma_p}{\partial t} = \frac{1}{1+\dfrac{E_p{\sigma_e}^2}{E\sigma_p^2}}\frac{\partial f}{\partial t} - \frac{\dfrac{\sigma_p}{E}}{\dfrac{E}{E_p}\dfrac{\sigma_p^2}{{\sigma_e}^2}+1}\frac{\partial E}{\partial t}. \qquad (1.34)$$

Перепишемо рівняння Менсона, враховуючи (1.28), (1.29), (1.30):

$$\sigma_e = 3{,}5\left(\sigma_u - \sigma_p + 0{,}5\sigma_e\right)N_f^{-0{,}12} + E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6}N_f^{-0{,}6}. \qquad (1.35)$$

Оцінка виробітку ресурсу в основному циклі навантаження є розв’язкою рівняння (1.35):

$$N_f = f\left(\sigma_e, t\right). \qquad (1.36)$$

Оскільки, згідно з припущенням 6, похибками характеристик матеріалу на даному етапі можна знехтувати, похибка цього рішення залежить від похибок визначення температури та максимального умовно пружного напруження циклу.

Для оцінки чутливості функції $N_f(\sigma_e, t)$ до малих відхилень вхідних параметрів використовується лінійне наближення на основі розкладання до ряду Тейлора першого порядку. При цьому передбачається, що функція гладка і її похідні існують в околиці розрахункової точки. Це дає змогу апроксимувати поведінку складної функції за допомогою лінійної залежності від малих прирощень аргументів.

Застосовуючи підхід на основі розкладання функції (1.36) в ряд Тейлора, отримаємо зв’язок похибки визначення ресурсу з похибками зазначених деформації та температури:

$$\Delta N_f = \frac{\partial N_f}{\partial \sigma_e}\Delta\sigma_e + \frac{\partial N_f}{\partial t}\Delta t\,. \tag{1.37}$$

Перенесемо складові рівняння (1.35), які містять умовно пружні напруження, до лівої частини

$$\sigma_e - 1,75\sigma_e N_f^{-0,12} = 3,5\left(\sigma_u - \sigma_p\right)N_f^{-0,12} + E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0,6} N_f^{-0,6}. \tag{1.38}$$

Для більшої зручності перепишемо вираз (1.38) у спрощеному вигляді

$$\sigma_e - 1,75\sigma_e N_f^{-0,12} = A(t)\cdot N_f^{-0,12} - 3,5\sigma_p N_f^{-0,12} + B(t)\cdot N_f^{-0,6}, \tag{1.39}$$

де

$$A(t) = 3,5\sigma_u\,; \tag{1.40}$$

$$B(t) = E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0,6}. \tag{1.41}$$

Також зазначимо, що фізичні властивості матеріалу в загальному випадку залежать від поточної температури. Приймемо лінійну апроксимацію довідкових даних для параметрів $\sigma_u(t)$, $E(t)$, $\psi(t)$, яка зазвичай використовується в інженерній практиці:

$$\sigma_u(t) = a_0 + a_1 t\,; \tag{1.42}$$

$$E(t) = b_0 + b_1 t\,; \tag{1.43}$$

$$\psi(t) = c_0 + c_1 t\,; \tag{1.44}$$

Запишемо диференціали складових виразу (1.39), як функції трьох аргументів – кількості циклів до руйнування N_f, умовних пружних напружень σ_e і температури t:

$$d\left(\sigma_e - 1,75\sigma_e N_f^{-0,12}\right) = d\sigma_e - 1,75N^{-0,12}\cdot d\sigma_e + 0,21\sigma_e N^{-1,12}\cdot dN\,; \tag{1.45}$$

$$d\left(A(t)\cdot N_f^{-0,12}\right) = N_f^{-0,12}\frac{dA}{dt}\cdot dt - 0,12A\cdot N_f^{-1,12}\cdot dN\,; \tag{1.46}$$

$$d\left(B(t)\cdot N_f^{-0,6}\right)=N_f^{-0,6}\frac{dB}{dt}\cdot dt-0,6B\cdot N_f^{-1,6}\cdot dN\,. \tag{1.47}$$

Остаточно диференціал виразу (1.39) набуває вигляду

$$\begin{gathered}d\sigma_e-1,75N^{-0,12}\cdot d\sigma_e+0,21\sigma_e N^{-1,12}\cdot dN=\\ =\left(N^{-0,12}\frac{dA}{dt}\cdot dt-0,12AN^{-1,12}\cdot dN\right)-\\ -\left(3,5N^{-0,12}\cdot d\sigma_p+3,5\sigma_p\cdot(-0,12)N^{-1,12}\cdot dN\right)+\\ +\left(N^{-0,6}\frac{dC}{dt}dt-0,6CN^{-1,6}dN\right),\end{gathered} \tag{1.48}$$

або з урахуванням (1.32), (1.34) та виразу

$$d\sigma_p=\frac{\partial\sigma_p}{\partial\sigma_e}d\sigma_e+\frac{\partial\sigma_p}{\partial t}dt\,, \tag{1.49}$$

маємо

$$\begin{gathered}d\sigma_e-1,75N^{-0,12}\cdot d\sigma_e+0,21\sigma_e N^{-1,12}\cdot dN=\\ =\left(N^{-0,12}\frac{dA}{dt}\cdot dt-0,12AN^{-1,12}\cdot dN\right)-3,5N^{-0,12}\cdot\frac{2}{\frac{E}{E_p}\cdot\frac{\sigma_p}{\sigma_e}+\frac{\sigma_e}{\sigma_p}}d\sigma_e-\\ -3,5N^{-0,12}\cdot\left(\frac{1}{1+\frac{E_p}{E}\frac{\sigma_e^{\,2}}{\sigma_p^{\,2}}}\cdot\frac{\partial f}{\partial t}-\frac{\frac{\sigma_p}{E}}{\frac{E}{E_p}\frac{\sigma_p^{\,2}}{\sigma_e^{\,2}}+1}\cdot\frac{dE}{dt}\right)dt+\\ +3,5\sigma_p\cdot 0,12N^{-1,12}\cdot dN+\left(N^{-0,6}\frac{dB}{dt}dt-0,6BN^{-1,6}dN\right).\end{gathered} \tag{1.50}$$

Замінимо диференціали вхідних параметрів на їх відхилення та зведемо вираз (1.50) до вигляду (1.37):

$$\left(0,21\sigma_e N^{-1,12}+0,12AN^{-1,12}-0,42\sigma_p N^{-1,12}+0,6BN^{-1,6}\right)\Delta N=$$

$$=\left(-1+1,75N^{-0,12}-\frac{7}{\frac{E}{E_p}\cdot\frac{\sigma_p}{\sigma_e}+\frac{\sigma_e}{\sigma_p}}N^{-0,12}\right)\Delta\sigma_e+$$

$$+\left(N^{-0,12}\frac{dA}{dt}-3,5N^{-0,12}\left(\frac{\frac{\partial f}{\partial t}}{1+\frac{E_p}{E}\frac{\sigma_e^{\,2}}{\sigma_p^{\,2}}}-\frac{\frac{\sigma_p}{E}\cdot\frac{dE}{dt}}{\frac{E}{E_p}\frac{\sigma_p^{\,2}}{\sigma_e^{\,2}}+1}\right)+N^{-0,6}\frac{dB}{dt}\right)\Delta t, \tag{1.51}$$

або у скороченому вигляді

$$\Delta N=\frac{C}{D}\Delta\sigma_e+\frac{F}{D}\Delta t\,, \tag{1.52}$$

де

$$D=0,21\sigma_e N^{-1,12}+0,12AN^{-1,12}-0,42\sigma_p N^{-1,12}+0,6BN^{-1,6}; \tag{1.53}$$

$$C=N^{-0,12}\left(1,75-\frac{7}{\frac{E}{E_p}\cdot\frac{\sigma_p}{\sigma_e}+\frac{\sigma_e}{\sigma_p}}\right)-1; \tag{1.54}$$

$$F=N^{-0,12}\left(\frac{dA}{dt}-3,5\left(\frac{1}{1+\frac{E_p}{E}\frac{\sigma_e^{\,2}}{\sigma_p^{\,2}}}\cdot\frac{\partial f}{\partial t}-\frac{\frac{\sigma_p}{E}}{\frac{E}{E_{пл}}\frac{\sigma_p^{\,2}}{\sigma_e^{\,2}}+1}\cdot\frac{dE}{dt}\right)\right)+N^{-0,6}\frac{dB}{dt}; \tag{1.55}$$

$$\frac{dA}{dt}=3,5a_1; \tag{1.56}$$

$$\frac{dB}{dt}=b_1\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0,6}+0,6E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{-0,4}\left(\frac{1}{1-\psi}\right)c_1. \tag{1.57}$$

2.3.2 Вплив властивостей матеріалу

Використаємо рівняння Менсона в формі (1.35), доповнимо його рівнянням (1.30) і визначимо похідні від кількості циклів до руйнування по змінних E, σ_u, ψ і f.

З (1.30) випливає:

$$\frac{\partial \sigma_p}{\partial E} = \frac{\partial f}{\partial \varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial E} = -\frac{\partial f}{\partial \varepsilon}\frac{\sigma_e^{\,2}}{\sigma_p E^2}; \quad \frac{\partial \sigma_{ep}}{\partial f} = 1. \tag{1.58}$$

Тоді з (1.35) отримаємо:

$$0 = 3{,}5N_f^{-0{,}12} - 0{,}42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0{,}5\sigma_e\right)N_f^{-1{,}12}\frac{\partial N_f}{\partial \sigma_u} - 0{,}6E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-1{,}6}\frac{\partial N_f}{\partial \sigma_u};$$

$$\frac{\partial N_f}{\partial \sigma_u} = \frac{3{,}5N_f}{0{,}42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0{,}5\sigma_e\right) + 0{,}6E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-0{,}48}}; \tag{1.59}$$

$$0 = -3{,}5N_f^{-0{,}12}\frac{\partial \sigma_p}{\partial E} - 0{,}42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0{,}5\sigma_e\right)N_f^{-1{,}12}\frac{\partial N_f}{\partial E} -$$

$$-0{,}6E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-1{,}6}\frac{\partial N_f}{\partial E} + \left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-0{,}6};$$

$$\frac{\partial N_f}{\partial E} = \frac{-3{,}5N_f^{-0{,}12}\dfrac{\sigma_e^{\,2}E_p}{\sigma_p E^2} + \left(\ln\dfrac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-0{,}6}}{0{,}42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0{,}5\sigma_e\right)N_f^{-1{,}12} + 0{,}6E\left(\ln\dfrac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-1{,}6}}; \tag{1.60}$$

$$0 = -0{,}42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0{,}5\sigma_e\right)N_f^{-1{,}12}\frac{\partial N_f}{\partial \psi} -$$

$$-0{,}6E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-1{,}6}\frac{\partial N_f}{\partial \psi} + 0{,}6EN_f^{-0{,}6}\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{-0{,}4}\frac{1}{1-\psi};$$

$$\frac{\partial N_f}{\partial \psi} = \frac{0,6E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{-0,4}\frac{1}{1-\psi}}{0,42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0,5\sigma_e\right)N_f^{-0,52} + 0,6E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0,6}N_f^{-1}}; \qquad (1.61)$$

$$0 = -3,5N_f^{-0,12} - 0,42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0,5\sigma_e\right)N_f^{-1,12}\frac{\partial N_f}{\partial f} - 0,6E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0,6}N_f^{-1,6}\frac{\partial N_f}{\partial f};$$

$$\frac{\partial N_f}{\partial f} = -\frac{3,5}{0,42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0,5\sigma_e\right)N_f^{-1} + 0,6E\left(\ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0,6}N_f^{-1,48}}; \qquad (1.62)$$

2.3.3 Узагальнення формули чутливості ресурсу до похибок термонапруженого стану

Загальна формула для абсолютної похибки ресурсу виглядає як

$$\Delta N_f = \frac{\partial N_f}{\partial \sigma_e}\Delta\sigma_e + \frac{\partial N_f}{\partial t}\Delta t + \frac{\partial N_f}{\partial \sigma_u}\Delta\sigma_u + \frac{\partial N_f}{\partial E}\Delta E + \frac{\partial N_f}{\partial \psi}\Delta\psi + \frac{\partial N_f}{\partial f}\Delta f, \qquad (1.63)$$

де похідні визначаються за формулами (1.53) – (1.57) , (1.59) – (1.62).

У багатьох випадках доцільно оперувати не абсолютними похибками, а відносними. Позначимо відносну похибку параметра *x* як $\delta x = \frac{\Delta x}{x}$. Тоді

$$\delta N_f = K_e\delta\sigma_e + K_t\delta t + K_u\delta\sigma_u + K_E\delta E + K_\psi\delta\psi + K_f\delta f, \qquad (1.64)$$

де

$$K_e = \frac{3,5\sigma_u N_f^{-0,12}\left(0,5 - \frac{2\frac{\sigma_p}{\sigma_e}}{\frac{E}{E_p}\frac{\sigma_p^2}{\sigma_e^2}+1}\right)-1}{0,42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0,5\sigma_e\right)N_f^{-012} + 0,6N_f^{-0,6}}; \qquad (1.65)$$

$$K_t = \frac{t\left[3{,}5N_f^{-0{,}12}\left(a_1 - \frac{1}{1+\frac{E_p\sigma_e^{\,2}}{E\sigma_p^2}}\frac{\partial f}{\partial t} + \frac{\frac{\sigma_p}{E}}{\frac{E\sigma_p^2}{E_p\sigma_e^{\,2}}+1}b_1\right) + \left(ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-0{,}6}b_1 + 0{,}6EN_f^{-0{,}6}\left(ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{-0{,}4}\frac{1}{1-\psi}c_1\right]}{0{,}42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0{,}5\sigma_e\right)N_f^{-0{,}12} + 0{,}6N_f^{-0{,}6}}; \quad (1.66)$$

$$K_u = \frac{3{,}5\sigma_p N_f}{0{,}42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0{,}5\sigma_e\right) + 0{,}6E\left(ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-0{,}48}}; \quad (1.67)$$

$$K_E = \frac{\sigma_u\left(3{,}5\frac{\sigma_e^{\,2}}{\sigma_p E^2}\frac{\partial f}{\partial \varepsilon} + \left(ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-0{,}48}\right)}{0{,}42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0{,}5\sigma_e\right) + 0{,}6E\left(ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-0{,}48}}; \quad (1.68)$$

$$K_\psi = \frac{0{,}6E\left(ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{-0{,}4}\frac{\psi}{1-\psi}}{0{,}42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0{,}5\sigma_e\right)N_f^{0{,}48} + 0{,}6E\left(ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6}}; \quad (1.69)$$

$$K_f = -\frac{3{,}5\sigma_p}{0{,}42\left(\sigma_u - \sigma_p + 0{,}5\sigma_e\right) + 0{,}6E\left(ln\frac{1}{1-\psi}\right)^{0{,}6} N_f^{-0{,}48}}. \quad (1.70)$$

2.4 Методологічні засади синтезу оптимального набору параметрів

Методологічною основою для розробки критерію оцінки ефективності набору вимірюваних параметрів **Y** є закон поширення невизначеностей (Law of Propagation of Uncertainty). Цей підхід є галузевим стандартом для аналізу метрологічних характеристик газотурбінних двигунів та регламентується керівними документами [16]. Він дозволяє оцінити, як похибки вхідних даних трансформуються у невизначеність результатів розрахунку.

Додатково, врахування впливу деградації вузлів двигуна на точність оцінювання базується на концепції робастного вибору датчиків (Robust Sensor Selection). Цей підхід, викладений у сучасних роботах з діагностики

газоповітряного тракту [17], передбачає мінімізацію чутливості алгоритму до зміщення характеристик компонентів у процесі експлуатації.

На основі цих базових принципів у роботі сформульовано задачу багатокритеріального синтезу оптимального набору вимірюваних параметрів для задач моніторингу ресурсу дисків турбіни шляхом мінімізації векторного критерію якості $J(\mathbf{Y})$, який включає точність, робастність і вартість, а також враховує ваговий внесок режимів W_Σ у виробіток ресурсу.

2.4.1 Лінеаризація моделей термонапруженого стану

Ключовою проблемою розв'язання зворотної задачі є відсутність явного аналітичного зв'язку між вектором невимірюваних параметрів граничних умов $\mathbf{Z}$ та величиною накопиченого пошкодження D. Пряме використання у циклі оптимізації складних нелінійних багаторівневих ресурсних моделей, які базуються на скінчено-елементному аналізі термонапруженого стану контрольованої деталі у складі вузла двигуна, є неможливим через високі обчислювальні витрати.

Для вирішення цієї проблеми застосовано метод лінеаризації в околі номінальних режимів. Представимо систему алгоритмів виробітку ресурсу (1.1) як ланцюжок передаточних функцій. Нехай $S_{t\,crit}$ і $S_{\sigma\,crit}$ – вектори теплового та напруженого станів у критичній точці (t, σ). Для компактності запису перепишемо вектори $S_{t\,crit}$ і $S_{\sigma\,crit}$ у такому вигляді $S = [t, \sigma]^{\mathrm{T}}$ (для зручності позначення «*t crit*» і «*σ crit*» опущено). Зв'язок між відхиленнями параметрів навантаження $\Delta\mathbf{Z}$ і станом в точці ΔS описується матрицею чутливості (Якобіаном)

$$\Delta S_k = \mathbf{J}_{SZ}\left(\lambda_k\right) \cdot \Delta\mathbf{Z}, \tag{1.71}$$

де $\mathbf{J}_{SZ}(\lambda_k)$ – матриця впливу параметрів навантаження на термонапружений стан критичної точки в околиці k-го режиму роботи двигуна, виражений через нормований параметр λ_k:

$$\mathbf{J}_{SZ}\left(\lambda_k\right) = \begin{pmatrix} \dfrac{\partial t}{\partial z_1} & \cdots & \dfrac{\partial t}{\partial z_l} \\ \dfrac{\partial \sigma}{\partial z_1} & \cdots & \dfrac{\partial \sigma}{\partial z_l} \end{pmatrix}_{\lambda}, \tag{1.72}$$

де z_l – параметри, які визначають умови теплового та силового навантаження

контрольованої деталі на будь якому режимі роботи двигуна (частота обертання ротора, температура оточуючого середовища, тиск і т.і.) та складають вектор **Z**;

$\frac{\partial t}{\partial z_l}$, $\frac{\partial \sigma}{\partial z_l}$ – часткові похідні температури та напружень у критичній точці за *m*-м параметром навантаження.

Ця матриця показує, якої абсолютної похибки набувають моделі термонапруженого стану, якщо помилка моделі робочого процесу за *i*-м параметром навантаження z_l складає 1%.

Через складність і нелінійність моделей 2 – 6, зазначених в підрозділі 2.1, аналітичне визначення похідних, що складають матрицю (1.72), стає вкрай складною задачею. Однак, її можна вирішити чисельно із залученням моделей верхнього рівня (скінчено-елементних моделей). Якщо для номінального режиму, якому відповідають умови навантаження Z_0, визначити термонапружений стан S_0 критичної точки, а потім надати мале відхилення +1% параметру z_l і для нього також визначити термонапружений стан S_l, то відповідні коефіцієнти впливу обчислюються за формулою

$$\frac{\partial t}{\partial z_l} = \frac{t_l - t_0}{\Delta z_l}; \quad \frac{\partial \sigma}{\partial z_l} = \frac{\sigma_l - \sigma_0}{\Delta z_l}, \tag{1.73}$$

Враховуючи, що залежність похибки оцінки пошкодження ΔD від помилки моделювання термонапруженого стану ΔS може бути виражено аналітично (див. підрозділ 2.3), визначимо градієнт пошкодження по параметрах стану *S*:

$$gradD_\lambda(S) = \left[\frac{\partial D}{\partial t}, \quad \frac{\partial D}{\partial \sigma}\right]_\lambda, \tag{1.74}$$

де $\frac{\partial D}{\partial t}$, $\frac{\partial D}{\partial \sigma}$ – часткові похідні пошкодження за температурою *t* та еквівалентними напруженнями σ в критичній точці диска (індекс «*екв*» опущено).

Об’єднуючи пов’язані компоненти (1.71) і (1.74) єдиної системи, отримаємо вектор наскрізної чутливості пошкодження $\mathbf{A}_\lambda$ до зміни параметрів навантаження **Z**:

$$\mathbf{A}_\lambda = gradD_\lambda(S) \cdot \mathbf{J}_{SZ}(\lambda_k). \tag{1.75}$$

Це дозволяє перейти від оцінки похибки відновлення фізичних параметрів

(ΔZ) безпосередньо до оцінки похибки визначення ресурсу (ΔD) лінійним методом:

$$\Delta D_\lambda \approx \mathbf{A}_\lambda \cdot \Delta Z_\lambda \left(Y \right). \tag{1.76}$$

2.4.2 Методична складова похибки

Методична похибка $\Delta \mathbf{Z}_{model\,k}(\mathbf{Y})$ виникає внаслідок неможливості точного відновлення повного термодинамічного стану двигуна за обмеженим набором вимірюваних параметрів **Y**. Вона визначається як різниця між відновленим значенням параметра $\mathbf{Z}_{model\,k}$ і його еталонним значенням $\mathbf{Z}_{ref\,k}$ на *k*-му режимі:

$$\Delta \mathbf{Z}_{model\,k} = \mathbf{Z}_{model\,k}\left(\mathbf{Y} \right) - \mathbf{Z}_{ref\,k}. \tag{1.77}$$

Вплив цієї похибки на оцінку ресурсу визначається за формулою (1.76) добутком вектора похибки на матрицю коефіцієнтів впливу $\mathbf{A}_k$, що трансформує відхилення фізичних параметрів у похибку визначення пошкодження.

2.4.3 Інструментальна складова

Інструментальна складова зумовлена похибками вимірювання. В основі її визначення лежить припущення, що канали вимірювання є статистично незалежними, а похибки розподілені за нормальним законом.

У традиційних підходах до оцінки якості математичних моделей невимірюваних параметрів (**Z**) в задачах моніторингу ресурсу [5] інструментальна похибка оцінюється як осереднене за всім набором режимів *K* значення середньоквадратичних відхилень, розраховане на основі класів точності датчиків та коефіцієнтів впливу (чутливості) моделі:

$$\sigma_{інстр} = \frac{1}{K}\sum_{k=1}^{K}\sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial z}{\partial y_i} \right)_k^2 \cdot \sigma_{y_i}^2},$$

де $\dfrac{\partial z}{\partial y_i}$ – коефіцієнт впливу *i*-го датчика на шуканий параметр *z*;

$\sigma_{y_i}^2$ – абсолютне середньоквадратичне відхилення похибок вимірюваних параметрів двигуна.

Однак, для задач моніторингу виробітку ресурсу дисків такий підхід є

недостатнім, оскільки він не враховує нелінійність накопичення пошкоджень і не показує безпосереднього впливу шумів датчиків на точність оцінки ресурсу. Щоб подолати цей недолік, подамо інструментальну складову похибки як дисперсію похибки визначення ресурсу $(\sigma_{D\ instr\ k}(\mathbf{Y}))^2$ на k-му режимі, що визначається дисперсією суми незалежних складових величин:

$$\left(\sigma_{D\ instr\ k}\left(\mathbf{Y}\right)\right)^2 = \sum_{i\in\mathbf{Y}}\left(\mathbf{A}_k \cdot \left.\frac{\partial z}{\partial y_i}\right|_k \cdot \sigma_{y_i}\right)^2. \tag{1.78}$$

2.4.4 Критерій точності (J_{acc})

Критерій точності $J_{acc}(\mathbf{Y})$ відображає інтегральну похибку відтворення історії накопичення пошкоджень при використанні обмеженого набору вимірюваних параметрів $\mathbf{Y}$ у порівнянні з еталонною моделлю (яка використовує повний вектор станів двигуна).

Для статистично незалежних величин, коли систематична похибка модельної апроксимації не корелює з випадковою похибкою вимірювань, квадрат сумарної похибки визначення ресурсу на k-му режимі визначається як сума квадратів зміщення та дисперсії:

$$\left(\Delta D_{\Sigma\,k}\right)^2 \approx \left(\mathbf{A}_k \cdot \Delta\mathbf{Z}_{model\ k}\right)^2 + \left(\sigma_{D\ instr\ k}\right)^2, \tag{1.79}$$

Оскільки методи моніторингу ресурсу базуються на аналізі повного польотного циклу, точкова оцінка похибки є недостатньою. Необхідно оцінювати відхилення траєкторій накопичення пошкоджень на всьому діапазоні режимів $\lambda \in [0, 1]$. Для отримання інтегральної оцінки за повний польотний цикл застосовується метрика зваженого середньоквадратичного відхилення (Weighted RMSE), що дозволяє врахувати нерівнозначність режимів роботи двигуна через вагову функцію $W_\Sigma(\lambda)$. Таким чином, остаточний вираз для критерію точності $J_{acc}(\mathbf{Y})$ має вигляд

$$J_{acc}\left(\mathbf{Y}\right) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{K} W_\Sigma\left(\lambda_k\right)\cdot\left(\Delta D_{\Sigma\,k}\right)^2}{\sum_{k=1}^{K} W_\Sigma\left(\lambda_k\right)}}. \tag{1.80}$$

2.4.5 Критерій робастності (J_{rob})

Під робастністю (стійкістю) набору вимірюваних параметрів **Y** розуміється здатність математичних моделей, побудованих на цьому наборі, зберігати точність оцінки ресурсу в умовах неминучої зміни характеристик вузлів двигуна в процесі експлуатації (знос лопаток, збільшення радіальних зазорів, забруднення тракту).

Введемо вектор параметрів технічного стану $\mathbf{\Theta} = [\delta\eta_K, \delta\eta_T, \ldots]$, компоненти якого характеризують відхилення ККД та пропускної здатності вузлів від еталонних значень. Для нового двигуна $\mathbf{\Theta} = 0$. Тоді методична похибка моніторингової моделі невимірюваних параметрів в умовах, коли фізичний об'єкт (двигун) має відхилення характеристик вузлів, може бути виражена вектором $\Delta\mathbf{Z}_{m,k}(\mathbf{\Theta}_m)$. Компоненти цього вектору розраховуються як різниця між реакцією спрощеної моделі та еталонною поведінкою двигуна при заданому рівні деградації

$$\Delta\mathbf{Z}_{m,k} = \mathbf{Z}_{model}\left(\mathbf{Y}\left(\lambda_k, \Theta_m\right)\right) - \mathbf{Z}_{ref}\left(\lambda_k, \Theta_m\right), \tag{1.81}$$

де $\mathbf{Z}_{ref}(\lambda_k, \Theta_m)$ – еталоне значення параметрів, розраховане за повною термодинамічною моделлю двигуна при безпосередньому введенні збурення характеристики Θ_m;

$\mathbf{Z}_{model}(\mathbf{Y}(\lambda_k, \Theta_m))$ – модельне значення, розраховане спрощеними моніторинговими алгоритмами за вектором вхідних параметрів $\mathbf{Y}(\lambda_k, \Theta_m)$, сформованим еталонною термодинамічною моделлю під впливом деградації Θ_m.

Критерій робастності J_{rob} характеризує стійкість точності оцінювання ресурсу до неминучих експлуатаційних змін характеристик вузлів двигуна, які не враховані у спрощеній бортовій моделі. Оскільки різні види деградації є статистично незалежними випадковими процесами [17], загальна дисперсія похибки оцінки пошкоджуваності визначається як сума дисперсій від кожного джерела деградації. Отже, математичний вираз для критерію робастності має вигляд

$$J_{rob}\left(\mathbf{Y}\right) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{K} W_{\Sigma}\left(\lambda_k\right) \cdot \sum_{m=1}^{M}\left(\mathbf{A}_k \cdot \Delta\mathbf{Z}_{m,k}\right)^2}{\sum_{k=1}^{K} W_{\Sigma}\left(\lambda_k\right)}}, \tag{1.82}$$

де M – кількість параметрів технічного стану, що варіюються.

2.5 Постановка задачі оптимізації

Задача синтезу оптимальної системи моніторингу формулюється як пошук такої підмножини вимірюваних параметрів $Y_{opt} \subset Y_{all}$, що мінімізує векторний цільовий функціонал [18]. Цей функціонал виражається через інтегральний критерій ефективності складу вимірюваних праматерів і є поєднанням запропонованих зважених критеріїв точності $J_{acc}(\mathbf{Y})$ і робастності $J_{rob}(\mathbf{Y})$ [19]:

$$J_{Quality}\left(\mathbf{Y}\right) = J_{acc}\left(\mathbf{Y}\right) + \gamma J_{rob}\left(\mathbf{Y}\right), \tag{1.83}$$

де γ відображає пріоритет стабільності характеристик системи в тривалій експлуатації. Введення доданку γJ_{rob} дозволяє відсіяти набори параметрів, які забезпечують високу точність лише на еталонному двигуні, але є чутливими до його зносу.

2.6 Висновки за розділом

В результаті дослідження впливу складу вимірюваних параметрів на точність визначення циклічного ресурсу дисків ГТД отримано такі основні результати та висновки:

1. Виконано комплексний аналіз чинників похибок моніторингу циклічного ресурсу дисків авіаційних ГТД. За допомогою аналізу чутливостей отримано універсальні залежності, що визначають залежності окремих складових зазначених похибок від властивостей матеріалів і умов теплового й силового навантаження.

2. Розроблено новий метод формування складу вимірюваних параметрів газотурбінних двигунів для забезпечення моніторингу виробітку ресурсу дисків, який відрізняється врахуванням циклічного характеру навантажень і дозволяє визначати найкращий склад вимірюваних параметрів для заданого узагальненого польотного циклу.

3. Сформовано новий критерій ефективності складу вимірюваних параметрів, який ураховує інструментальні та методичні похибки оцінювання ресурсу, робастність використовуваних моделей температурного й напруженого станів дисків до зміни технічного стану двигуна, а також профіль узагальненого польотного циклу.

4. Вдосконалено методичне забезпечення моніторингу ресурсу дисків авіаційних газотурбінних двигунів шляхом використання запропонованого методу формування складу вимірюваних параметрів на основі зазначеного критерію ефективності.

5. Застосування розробленої методики формування складу вимірюваних параметрів газотурбінних двигунів для забезпечення моніторингу виробітку ресурсу дисків дозволяє:

– гарантувати задану точність оцінювання циклічного ресурсу в найбільш важливих зонах заданого узагальненого польотного циклу;
– забезпечити стійкість (робастність) системи моніторингу до природного зношування двигуна.

Література до другого розділу

1. Марценюк, Е. В. Идентификация граничных условий теплообмена турбины по результатам испытаний / Е. В. Марценюк, Ю. А. Зеленый, С. Б. Резник, Р. Р. Климик, Т. В. Кулик // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях*. – 2015. – № 41 (1150). – С. 72-76.
2. Марценюк, Е. В. Идентификация теплового состояния корпуса турбины авиационного двигателя по экспериментальным данным / Е. В. Марценюк, Ю. А. Зеленый, Р. Р. Климик // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2016. – № 7 (134). – С. 54-61.
3. Епифанов, С. В. Влияние моделей неизмеряемых параметров на эффективность эксплуатационного мониторинга термонапряженного состояния деталей ГТД / С. В. Епифанов, Е. В. Марценюк, К. Маравилла Эррера // Проблеми динаміки і міцності в турбомашинобудуванні. ТУРБО’2014 : V Міжнар. наук.-техн. конф. : тези доп., 27–30 трав. 2014 р., Київ, Україна / НАН України, Ін-т проблем міцності ім. Г. С. Писаренка, Наук. рада з проблеми «Механіка деформованого твердого тіла». – Київ, 2014. – С. 95–96.
4. Олейник А. В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и

напряженного состояния основных деталей : дис. … д-ра техн. наук : 05.07.05 / Олейник Алексей Васильевич. – Харьков, 2006. – 240 с.

5. Маравилла Э. К. Повышение точности определения граничных условий теплообмена для мониторинга ресурса рабочих лопаток турбин авиационных двигателей : дис. … канд. техн. наук : 05.05.03 / Маравилла Эррера Кристиан. – Харьков, 2016. – 138 с.
6. Martseniuk, Ye. Steady and transient thermal state of turbine disk estimation for life-time monitoring / Ye. Martseniuk // *Transactions on Aerospace Research*. – 2020. – Vol. 3(260). – P. 21-29. doi: https://doi.org/10.2478/tar-2020-0014.
7. Matsuishi, M. Fatigue of metals subjected to varying stress / M. Matsuishi, T. Endo // Japan Society of Mechanical Engineers, Kyushu Branch : proceedings of the conference, Fukuoka, Japan, March 1968. Fukuoka, 1968. – P. 37–40.
8. ASTM E1049-85. Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis. West Conshohocken : ASTM International, 1985. – 9 p.
9. Rychlik, I. Simulation of Load Sequences from Rainflow Matrices: Markov Method / I. Rychlik // International Journal of Fatigue. – 1996. – Vol.18, iss. 7. – P. 431–438. DOI: https://doi.org/10.1016/0142-1123(96)00010-8.
10. Manson S. S. Fatigue and Durability of Structural Materials / S. S. Manson, G. R. Halford // Materials Park, OH : ASM International. – 2006. – 476 p. DOI: https://doi.org/10.31399/asm.tb.fdsm.9781627083195.
11. Neuber, H. Theory of Stress Concentration for Shear-Strained Prismatical Bodies with Arbitrary Nonlinear Stress-Strain Law / H. Neuber // Journal of Applied Mechanics. – 1961. – Vol. 28, iss. 4. – P. 544–550. DOI: https://doi.org/10.1115/1.3641780.
12. Шимановская Н. А. Формирование моделей температурного и напряженного состояния деталей для систем мониторинга выработки ресурсов двигателей многорежимных самолетов : дис. … канд. техн. наук : 05.05.03/ Шимановская Наталья Анатолиевна. – Харьков, 2008. – 222 с.
13. Марценюк, Е. В. Оценка влияния непропорциональности температурного нагружения на ресурс диска турбины авиационного ГТД / Е. В. Марценюк, А. В. Олейник, Н. А. Шимановская // Вісник

двигунобудування. – 2008. – № 3. – С. 158-162.

14. Єпіфанов, С. В. Обґрунтування складу вимірювальної системи авіаційного двигуна для моніторингу ресурсу / С. В. Єпіфанов, Є. В. Марценюк // XXX Міжнародний конгрес двигунобудівників: тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2025 – С. 50-51.
15. Masing G. Eigenspannungen und Verfestigung beim Messing // Proceedings of the Second International Congress for Applied Mechanics. Zürich : Orell Füssli, 1927. P. 332–335.
16. Abernethy R. B. Handbook: Uncertainty in Gas Turbine Measurements / R. B. Abernethy, J. W. Thompson // Arnold Air Force Station : Arnold Engineering Development Center. Report No. AEDC-TR-73-5. – 1973. – 174 p.
17. Simon, D. L. Sensor selection for aircraft engine performance estimation and gas path fault diagnostics / D. L. Simon, A. W. Rinehart // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2016. – Vol. 138, iss. 7. – P. 071201. DOI: https://doi.org/10.1115/1.4032339.
18. Марценюк, Є. В. Формування критерію ефективності для вибору складу вимірюваних параметрів системи моніторингу виробітку циклічного ресурсу дисків авіаційних двигунів / Є. В. Марценюк, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2026. – № 1 (209). – С. 71-83. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2026.1.07.
19. Є. В. Марценюк. Інтегральний критерій синтезу оптимального набору вимірюваних параметрів для задач моніторингу ресурсу ГТД. VI Всеукраїнська відкрита науково-практична студентська конференція факультету авіаційних двигунів «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки»: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2026 – 125 с., 28-32.

РОЗДІЛ 3. МОДЕЛІ НЕВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ В АЛГОРИТМАХ МВР ДИСКІВ ТУРБІН

3.1 Альтернативні набори вимірюваних параметрів ТВаД

Як об’єкт дослідження вибрано турбовальний двигун (ТВаД) типу ТВ3-117 з однокаскадним газогенератором і вільною силовою турбіною (СТ) (рис. 3.1).

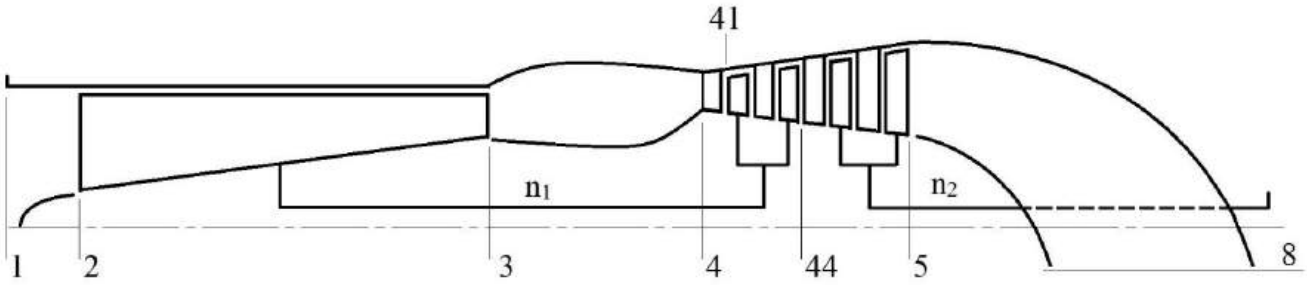

Рис. 3.1 – Схема турбовального двигуна

Для формування моделей температур і тисків [1], а також для аналізу їх властивостей застосовано нелінійну повузлову термогазодинамічну модель, яка враховує залежність термодинамічних властивостей робочого тіла від температури й відносного вмісту продуктів згоряння в робочому тілі [2]. Ця модель узгоджена з результатами реєстрації параметрів реального двигуна під час випробувань і буде використовуватись як еталон.

Табл. 3.1 містить альтернативні склади штатно вимірюваних параметрів, які можуть бути продиктовані вимогами системи керування зазначеного двигуна, причому склад «скорочений 2» відповідає реально існуючій системі.

Розглянемо загальний випадок, коли контролю ресурсу підлягають такі деталі: диски компресора, диски турбіни, вали, але основну увагу приділимо саме дискам ТК і СТ (усім ступеням). Тоді для алгоритмів моніторингу ресурсу досліджуваного двигуна необхідно мати інформацію про параметри, які встановлюють зв’язок між умовами роботи дисків і термонапруженим станом у їх критичних точках. Для дисків зазначеного двигуна такими параметрами є всі параметри з табл. 3.1, а також температура загальмованого потоку T_{41} перед робочою лопаткою першого ступеня ТК. При розгляданні двигуна іншого типу

склад штатно вимірюваних параметрів і параметрів, необхідних для алгоритмів моніторингу, будуть відрізнятись.

Таблиця 3.1 – Альтернативні склади вимірюваних параметрів ТВаД

Назва параметру	**Альтернативний склад вимірюваних параметрів**			
	Скорочений 1	**Скорочений 2**	**Розширений 1**	**Розширений 2**
Частота обертання ротора ТК, n_1	+	+	+	+
Частота обертання ротора вільної турбіни, n_2	+	+	+	+
Повний тиск повітря на вході в двигун, P_2	+	+	+	+
Повний тиск повітря на виході з компресора, P_3	+	-	+	+
Температура загальмованого потоку на вході в двигун, T_1	+	+	+	+
Температура загальмованого потоку на виході з компресора, T_3	-	-	+	+
Температура загальмованого потоку на виході з ТК, T_{44}	+	+	+	+
Температура загальмованого потоку на виході з СТ, T_5	-	-	-	+
Витрата палива, W_f	+	+	+	+

3.2 Формування регресійних моделей невимірюваних параметрів

Одним з можливих методів формування моделі невимірюваного параметра є його подання як функції будь-якого штатно реєстрованого параметра, який однозначно характеризує режим роботи двигуна. При цьому моделі мають вигляд дросельних характеристик, які формуються регресійними методами на основі даних, отриманих з використанням нелінійної термодинамічної моделі двигуна або експериментальним шляхом.

3.2.1 Температура на виході з компресора

Модель температури загальмованого потоку T_3 на виході з компресора може бути подана у вигляді безрозмірної температури T_3/T_1:

$$T_3/T_1 = f\left(n_{1\,зв}/C\right) = a_0 + a_1\left(n_{1\,зв}/C\right) + a_2\left(n_{1\,зв}/C\right)^2 + a_3\left(n_{1\,зв}/C\right)^3, \qquad (3.1)$$

де T_3 – температура загальмованого потоку на виході з компресора;

T_1 – температура загальмованого потоку на вході в двигун;

$n_{1\,зв}$ – зведена частота обертання ротора ТК;

C – масштабний коефіцієнт для узгодження діапазонів значень функції та її аргументу.

Інший варіант моделі T_3 – залежність від ступеня підвищення тиску:

$$T_{3\,зв} = f\left(\pi_K\right) = a_0 + a_1\left(\pi_K\right) + a_2\left(\pi_K\right)^2 + a_3\left(\pi_K\right)^3, \qquad (3.2)$$

де $T_{3\,зв}$ – значення температури T_3, зведене до умов стандартної атмосфери;

$\pi_K = P_3/P_1$ – загальний ступінь підвищення тиску між входом в двигун і виходом з компресора.

3.2.2 Температура на вході до робочого колеса 1-го ступеня ТК

Для моделі температури загальмованого потоку T_{41} на вході до робочого колеса 1-го ступеня ТК пропонується використовувати залежність

$$\frac{T_{41}}{T_{44}\pi_K} = f\left(\pi_K\right) = a_0 + a_1\pi_K + a_2{\pi_K}^2 + a_3{\pi_K}^3 + a_4{\pi_K}^4, \qquad (3.3)$$

де T_{44} – температура загальмованого потоку на виході з ТК;

π_K – ступінь підвищення тиску в компресорі.

Простіша залежність – у зведених параметрах:

$$T_{41\,зв} = f\left(n_{1\,зв}\right) = a_0 + a_1 n_{1\,зв} + a_2 {n_{1\,зв}}^2 + a_3 {n_{1\,зв}}^3 + a_4 {n_{1\,зв}}^4. \qquad (3.4)$$

3.2.3 Повний тиск на виході з компресора

Повний тиск на виході з компресора може бути апроксимований такими залежностями:

$$P_{3\,зв} = f\left(T_{44\,зв}\right) = a_0 + a_1 T_{44\,зв} + a_2 {T_{44\,зв}}^2; \qquad (3.5)$$

$$P_{3\,зв} = f\left(n_{1\,зв}\right) = a_0 + a_1 n_{1\,зв} + a_2 {n_{1\,зв}}^2. \qquad (3.6)$$

3.2.4 Відповідність моделей невимірюваних параметрів Z до альтернативних складів вимірюваних параметрів

В табл. 3.2 показано розподіл запропонованих регресійних моделей по альтернативних складах вимірюваних параметрів.

Таблиця 3.2 – Альтернативні склади вимірюваних параметрів ТВаД

Альтернативний склад		**Скорочений 1**	**Скорочений 2**	**Розширений 1**	**Розширений 2**
Модель невимірюваного параметру *z*	Повний тиск повітря на виході з компресора, P_3	–	(3.5) або (3.6)	–	–
	Температура на виході з компресора, T_3	(3.1) *або* (3.2)	(3.1)	–	–
	Температура на вході до робочого колеса 1-го ступеня ТК, T_{41}	(3.3) *або* (3.4)	(3.4)	(3.3) *або* (3.4)	(3.3) *або* (3.4)

3.3 Формування моделей невимірюваних параметрів на базі термодинамічних співвідношень

В своїй роботі [3] К. Маравілля запропонував покласти термодинамічні співвідношення між основними параметрами робочого процесу в основу формування моніторингових моделей невимірюваних параметрів, що визначають граничні умови теплообміну робочої лопатки турбіни турбовального двигуна наземного застосування, конвертованого з авіаційного ТРДД. У роботі [4] показано можливість застосування даного підходу для створення моделей невимірюваних параметрів у задачах моніторингу теплового та термонапруженого стану дисків компресора високого тиску трьохвалого ТРДД з високим ступенем двоконтурності.

Загальна ідея зазначено підходу полягає в тому, що моделі повинні встановлювати зв’язок між значеннями z_i шуканих параметрів і значеннями вимірюваних параметрів (вектором **Y**).

У зазначені фізичні співвідношення $\mathbf{Z} = f(\mathbf{Y})$, крім вимірюваних параметрів, також входять параметри, що характеризують термодинамічні властивості робочого тіла, ККД вузлів, коефіцієнти втрат та ін. Невимірювані характеристики вузлів двигуна об'єднуються в коефіцієнти, значення яких подаються у вигляді регресійних залежностей $\mathbf{C}(x)$ від режиму та зовнішніх умов. Враховуючи це, модель шуканих невимірюваних параметрів має вигляд

$$Z_i = f\left(\mathbf{Y}, \mathbf{C}(x), T_1, P_1\right), \tag{3.7}$$

де T_1, P_1 – температура й тиск на вході в двигун;

$\mathbf{C}(x)$ – вектор поліноміальних моделей для розрахунку коефіцієнтів моделі шуканих невимірюваних параметрів (внутрішніх моделей), $x \in \mathbf{Y}$.

На рис. 3.2 зображено структуру алгоритму, який реалізує дану модель.

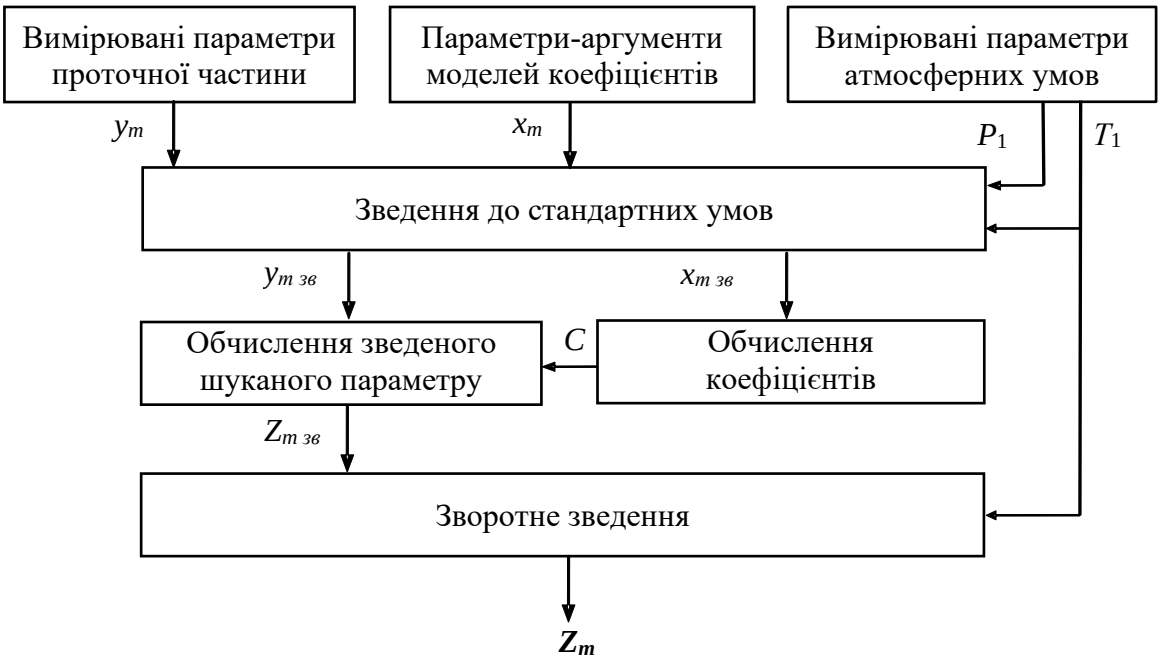

Рис. 3.2 – Структура алгоритму визначення шуканого параметру

Для врахування впливу атмосферних умов на параметри двигуна вимірювані параметри проточної частини y_m і параметри-аргументи моделей коефіцієнтів x_m, які також належать до вектора $\mathbf{Y}$, зводяться до стандартних атмосферних умов:

$$y_{m\,зв} = K_{зв\,y} y_m; \quad x_{m\,зв} = K_{зв\,x} x_m,$$

де $K_{зв\,y} = f(T_1, P_1)$ – коефіцієнт зведення параметра y_m;

$K_{зв\ x} = f(T_1, P_1)$ – коефіцієнт зведення параметра x_m.

Потім обчислюються коефіцієнти $C(x)$, використовуючи поліноміальні моделі, аргументами яких є зведені значення $x_{m\ зв}$.

Отримані значення коефіцієнтів разом зі зведеними значеннями вимірюваних параметрів $y_{m\ зв}$ підставляються в моделі (3.7) та визначаються зведені значення шуканих параметрів $z_{i\ зв}$, після чого виконується зворотне зведення й обчислюються фізичні значення шуканих невимірюваних параметрів:

$$z_m = \frac{z_{m\ зв}}{K_{зв\ z\ m}},$$

де $K_{зв\ z\ m} = f(T_1, P_1)$ – коефіцієнт зведення параметра z_i.

3.3.1 Моделі невимірюваних параметрів для складу «Розширений 2»

Відповідно до табл. 3.1 для складу «Розширений 2» маємо такі набори:

– *вимірювані параметри*:

- витрата палива W_f;
- частота обертання ротора ТК n_1;
- частота обертання ротора СТ n_2;
- повний тиск на вході в двигун P_2;
- повний тиск за компресором P_3;
- температура загальмованого потоку на вході в двигун T_1;
- температура загальмованого потоку за компресором T_3;
- температура загальмованого потоку за ТК T_{44};
- температура загальмованого потоку за СТ T_5;

– *невимірювані параметри:*

- температура загальмованого потоку перед робочою лопаткою 1-го ступеня ТК T_{41}.

3.3.1.1 Рівняння балансу потужностей компресора й турбіни компресора

Дана модель основана ну умові балансу потужностей, що виробляється й споживається:

$$N_K = N_{TK} \cdot \eta_{м\,TK}, \tag{3.8}$$

де N_K – потужність, яку споживає компресор;

N_{TK} – потужність, що генерується турбіною компресора;

$\eta_{м\,TK}$ – механічний коефіцієнт корисної дії турбокомпресора, що враховує втрати на тертя в опорах ротора, а також відбори потужності на привід агрегатів;

$$N = L \cdot W, \tag{3.9}$$

W – витрата робочого тіла;

L – робота стиснення в компресорі або розширення в турбіні,

$$L = c_p \left(T_{II} - T_I \right), \tag{3.10}$$

c_p – питома теплоємність робочого тіла;

T_{II} – температура робочого тіла в кінці процесу (стиснення – для компресора, розширення – для турбіни);

T_I – температура робочого тіла на початку процесу (стиснення – для компресора, розширення – для турбіни).

При пасивному (некерованому) способі охолодження лопаткових вінців турбіни з достатнім ступенем точності можна вважати, що відношення температур перед робочою лопаткою 1 ступеня турбіни і на вході в турбіну зберігається в робочому діапазоні двигуна приблизно постійним:

$$T_{41}/T_4 \approx const. \tag{3.11}$$

Враховуючи (3.9) і (3.10), запишемо рівняння (3.8) для газогенератора

$$c_{p\,2}\left(T_3 - T_2\right)W_2 = c_{p\,4}\left(T_4 - T_{44}\right)W_4 \cdot \eta_{м\,TK} \tag{3.12}$$

і виразимо з нього температуру T_4 перед турбіною

$$T_4 = \frac{c_{p\,2}}{c_{p\,4}} \cdot \frac{W_2}{W_4}\left(T_3 - T_2\right)\frac{1}{\eta_{м\,ТК}} + T_{44}, \tag{3.13}$$

де $c_{p\,2}$ – питома теплоємність робочого тіла на вході в двигун;

$c_{p\,4}$ – питома теплоємність робочого тіла на вході до ТК;

W_2 – витрата робочого тіла на вході в двигун;

W_4 – витрата робочого тіла на вході до ТК.

З урахуванням (3.11) і зведення до стандартних атмосферних умов отримаємо:

$$T_{41\,зв} = C_0\left(C_{\text{I.1}} \cdot \left(T_3 - T_2\right) + T_{44}\right)\frac{T_0}{T_1}, \tag{3.14}$$

де

$$C_0 = \frac{T_{41}}{T_4}; \tag{3.15}$$

$$C_{\text{I.1}} = \frac{c_{p\,2}}{c_{p\,4}} \cdot \frac{W_2}{W_4} \cdot \frac{1}{\eta_{м\,ТК}}; \tag{3.16}$$

T_0 – температура стандартної атмосфери;

T_1 – температура на вході в двигун.

Особливістю аналізованого двигуна є рівність температур перед компресором T_2 і на вході в двигун T_1, з чого випливає

$$T_{2\,зв} = T_{1\,зв} = T_1\frac{T_0}{T_1} = T_0, \tag{3.17}$$

а вираз (3.14) остаточно набуває вигляду

$$T_{41\,зв} = C_0\left(C_{\text{I.1}} \cdot \left(T_{3\,зв} - T_0\right) + T_{44\,зв}\right). \tag{3.18}$$

Слід зазначити, що рівняння (3.15) для визначення коефіцієнта C_0 залишається незмінним для всіх складів з табл. 3.1, тому при подальшому розгляді замінимо в списку необхідних невимірюваних параметрів температуру T_{41} на T_4.

3.3.1.2 Рівняння роботи розширення в турбіні компресора

Робота розширення в турбіні залежить від ступеня зниження тиску:

$$L_{TK} = c_{p\,4} T_4 \left(1 - \frac{1}{\pi_{TK}^{\frac{k_г - 1}{k_г}}} \right) \eta_{TK}, \tag{3.19}$$

де π_{TK} – ступінь зниження тиску в ТК;

$k_г$ – показник адіабати газу;

η_{TK} – коефіцієнт корисної дії ТК.

Температуру T_4 знайдемо, поєднавши рівняння (3.10) і (3.19):

$$T_4 = \frac{T_{44}}{1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_{TK}^{\frac{k_г - 1}{k_г}}} \right) \eta_{TK}}. \tag{3.20}$$

З урахуванням зведення до стандартних атмосферних умов отримаємо:

$$T_{4\,зв} = \frac{T_{44\,зв}}{C_{\text{I.2}}}, \tag{3.21}$$

де

$$C_{\text{I.2}} = 1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_{TK}^{\frac{k_г - 1}{k_г}}} \right) \eta_{TK}. \tag{3.22}$$

3.3.1.3 Рівняння балансу енергії в камері згоряння

Баланс теплової енергії в камері згоряння (КЗ) можна записати так:

$$c_{p\,3} \cdot T_3 \cdot W_3 + H_U \cdot \eta_{КЗ} \cdot W_f = c_{p\,4} \cdot T_4 \cdot W_4, \tag{3.23}$$

де $c_{p\,3}$ – питома теплоємність робочого тіла на виході з компресора;

W_3 – витрата робочого тіла на виході з компресора;

H_U – нижча теплотворна здатність палива;

$\eta_{КЗ}$ – коефіцієнт повноти згоряння.

З урахуванням зведення до стандартних атмосферних умов отримаємо:

$$T_{4\,зв} = C_{\text{I.3.1}} \cdot T_{3\,зв} + C_{\text{I.3.2}} \cdot \frac{W_f}{T_1}, \tag{3.24}$$

$$C_{\text{I.3.1}} = \frac{c_{p\,3}}{c_{p\,4}} \cdot \frac{W_3}{W_4}, \tag{3.25}$$

$$C_{\text{I.3.2}} = \frac{H_U \cdot \eta_{КС} \cdot T_0}{c_{p\,4} \cdot W_4}. \tag{3.26}$$

3.3.1.4 Рівняння балансу потужності в турбіні компресора

Баланс потужності між входом та виходом ТК можна записати у вигляді

$$\left(c_{p\,4} \cdot T_4 - L_{ТК}\right) \cdot W_4 + c_{p\,охол} \cdot T_{охол} \cdot W_{охол} = c_{p\,44} \cdot T_{44} \cdot W_{44}, \tag{3.27}$$

де $c_{p\,44}$ – питома теплоємність робочого тіла на виході з ТК;

T_{44} – температура робочого тіла на виході з ТК;

W_{44} – витрата робочого тіла на виході з ТК;

$c_{p\,охол}$ – питома теплоємність охолодного повітря;

$T_{охол}$ – температура охолодного повітря;

$W_{охол}$ – витрата охолодного повітря.

Роботу турбіни знайдемо з умови (3.8) через роботу компресора, яку запишемо через ступінь підвищення тиску

$$L_{ТК} W_4 \eta_{м\,ТК} = \frac{c_{p\,2} T_2}{\eta_K} \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) W_2, \tag{3.28}$$

де $k = 1{,}4$ – показник адіабати повітря;

π_K – ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_K = \frac{P_3}{P_2}. \tag{3.29}$$

Будемо вважати, що температура охолодного повітря дорівнює температурі на виході з компресора ($T_{охол} = T_3$), а відносна витрата охолодного повітря $\bar{W}_{охол} = \dfrac{W_{охол}}{W_2}$ практично не змінюється. Тоді рівняння (3.27) набуде вигляду

$$c_{p4} \cdot T_4 \cdot W_4 - c_{p2} \cdot T_2 \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{W_2}{\eta_K \eta_{мТК}} + c_{p3} \cdot T_3 \cdot \bar{W}_{охол} \cdot W_2 = c_{p4} \cdot T_{44} \cdot W_{44}, \quad (3.30)$$

з якого остаточно з урахуванням (3.17) отримуємо:

$$T_{4зв} = C_{1.4.1} \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot T_0 + C_{1.4.2} \cdot T_{44зв} - C_{1.4.3} \cdot T_{3зв}, \quad (3.31)$$

$$C_{1.4.1} = \frac{c_{p2} W_2}{c_{p4} W_4 \eta_K \eta_{мТК}}, \quad C_{1.4.2} = \frac{c_{p44}}{c_{p4}} \frac{W_{44}}{W_4}, \quad C_{1.4.3} = \frac{c_{p44}}{c_{p4}} \frac{\bar{W}_{охол} \cdot W_2}{W_4}. \quad (3.32)$$

3.3.1.5 Рівняння нерозривності в камері згоряння

З умови нерозривності в камері згоряння випливає рівняння балансу масової витрати, яке записують для входу та виходу з КЗ. Даний баланс має враховувати масу робочого тіла, що виходить з КЗ в турбіну, масу робочого тіла, що надходить на вхід до камери, й масу палива, що впорскується:

$$\frac{m_4 \cdot A_4 \cdot q(\lambda_4) \cdot P_4}{\sqrt{T_4}} = \frac{m_3 \cdot A_3 \cdot q(\lambda_3) \cdot P_3}{\sqrt{T_3}} + W_f, \quad (3.33)$$

де m_3, m_4 – коефіцієнт у рівнянні витрати для повітря та газу;

A_3, A_4 – ефективні площі перерізів проточної частини на виході з компресора та камери згоряння;

$q(\lambda_3)$, $q(\lambda_4)$ – значення газодинамічної функції витрати на виході з компресора та камери згоряння;

P_4 – повний тиск робочого тіла на виході з камери згоряння.

Відбори повітря на виході з компресора в рівнянні (3.33) у явному вигляді не показано, проте вони враховуються значенням газодинамічної функції $q(\lambda_3)$.

Після перетворень отримаємо:

$$T_{4\,зв} = C_{\text{I.5}} \cdot T_{3\,зв}, \tag{3.34}$$

$$C_{\text{I.5}} = \left(\frac{m_4 \cdot A_4 \cdot q(\lambda_4) \cdot P_4}{m_3 \cdot A_3 \cdot q(\lambda_3) \cdot P_3 + W_f \cdot \sqrt{T_3}} \right)^2 \tag{3.35}$$

і з урахуванням

$$P_4 = P_3 \cdot \sigma_{КЗ}, \tag{3.36}$$

альтернативний варіант, у якому всі вимірювані параметри винесено з коефіцієнтів C_i:

$$T_{4\,зв} = \frac{T_{3\,зв}}{\left(C_{\text{I.5.1}} + C_{\text{I.5.2}} \cdot W_f \cdot \frac{\sqrt{T_3}}{P_3} \right)^2}, \tag{3.37}$$

$$C_{\text{I.5.1}} = \frac{m_3 \cdot A_3 \cdot q(\lambda_3)}{m_4 \cdot A_4 \cdot q(\lambda_4) \cdot \sigma_{КЗ}}, \quad C_{\text{I.5.2}} = \frac{1}{m_4 \cdot A_4 \cdot q(\lambda_4) \cdot \sigma_{КЗ}}, \tag{3.38}$$

де $\sigma_{КЗ}$ – коефіцієнт відновлення повного тиску в камері згоряння.

3.3.1.6 Рівняння нерозривності в турбіні компресора

Умова нерозривності для турбіни компресора виглядає так:

$$\frac{m_4 \cdot A_4 \cdot q(\lambda_4) \cdot P_4}{\sqrt{T_4}} + W_{охол} = \frac{m_{44} \cdot A_{44} \cdot q(\lambda_{44}) \cdot P_{44}}{\sqrt{T_{44}}}, \tag{3.39}$$

де m_{44} – чисельний коефіцієнт у рівнянні витрати на газу;

A_{44} – ефективна площа перерізу проточної частини на виході з турбіни компресора;

$q(\lambda_{44})$ – відносна густина потоку (газодинамічна функція) на виході з турбіни компресора;

P_{44} – повний тиск робочого тіла на виході з турбіни компресора;

$W_{охол}$ – витрата охолодного повітря, яке підмішується до робочого тіла в турбіні компресора після охолодження її елементів.

Записана на підставі цієї умови модель зведеної температури T_4 виглядає так:

$$T_{4\,зв} = C_{\text{I.6}} \cdot T_{44\,зв}, \tag{3.40}$$

$$C_{\text{I.6}} = \left(\frac{m_4 \cdot A_4 \cdot q(\lambda_4) \cdot P_4}{m_{44} \cdot A_{44} \cdot q(\lambda_{44}) \cdot P_{44} - W_{охол}\sqrt{T_{44}}} \right)^2 \tag{3.41}$$

і альтернативний варіант

$$T_{4\,зв} = \frac{T_{44\,зв}}{\left(C_{\text{I.6.1}} - C_{\text{I.6.2}} \cdot \frac{\sqrt{T_{44}}}{P_3} \right)^2}, \tag{3.42}$$

$$C_{\text{I.6.1}} = \frac{m_{44} \cdot A_{44} \cdot q(\lambda_{44})}{m_4 \cdot A_4 \cdot q(\lambda_4) \cdot \pi_{ТК}}, \quad C_{\text{I.6.2}} = \frac{\bar{W}_{охол} \cdot W_2}{m_4 \cdot A_4 \cdot q(\lambda_4) \cdot \sigma_{КЗ}}. \tag{3.43}$$

3.3.2 Моделі невимірюваних параметрів для складу «Розширений 1»

Відповідно до табл. 3.1, для складу «Розширений 1» маємо такі набори:

– *вимірювані параметри*:

- витрата палива W_f;
- частота обертання ротора ТК n_1;
- частота обертання ротора СТ n_2;
- повний тиск на вході в двигун P_2;
- повний тиск за компресором P_3;
- температура загальмованого потоку на вході в двигун T_1;
- температура загальмованого потоку за компресором T_3;
- температура загальмованого потоку за ТК T_{44};

– *невимірювані параметри:*

- температура загальмованого потоку перед робочою лопаткою 1-го ступеня ТК T_{41} (T_4).

Цей склад відрізняється від попереднього лише відсутністю вимірювання температури газового потоку T_5 на виході з вільної турбіни, отже, він дасть такі ж моделі, які вже отримано для складу «Розширений 2», і тому його можна окремо не розглядати.

3.3.3 Моделі невимірюваних параметрів для складу «Скорочений 1»

Відповідно до табл. 3.1, для складу «Скорочений 1» маємо такі набори:

– *вимірювані параметри*:

- витрата палива W_f;
- частота обертання ротора ТК n_1;
- частота обертання ротора СТ n_2;
- повний тиск на вході в двигун P_2;
- повний тиск за компресором P_3;
- температура загальмованого потоку на вході в двигун T_1;
- температура загальмованого потоку за ТК T_{44};

– *невимірювані параметри:*

- температура загальмованого потоку за компресором T_3;
- температура загальмованого потоку перед робочою лопаткою 1-го ступеня ТК T_{41} (T_4).

3.3.3.1 Рівняння балансу потужності між компресором і турбіною для T_4

Виразимо роботу стиснення в компресорі через ступінь підвищення тиску. Тоді рівняння балансу потужності між компресором і турбіною набуде вигляду

$$\frac{c_{p\,2}T_2}{\eta_K}\left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}}-1\right)\cdot W_2 = c_{p\,4}\left(T_4 - T_{44}\right)\eta_{м\,ТК}\cdot W_4, \tag{3.44}$$

де η_K – коефіцієнт корисної дії процесу стиснення в компресорі.

Отже, модель температури T_4 відповідає виразу

$$T_{4\,зв} = C_{\text{Ш}.1}T_0\left(\left(\pi_к\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right)+T_{44\,зв}, \tag{3.45}$$

$$C_{\text{Ш}.1} = \frac{c_{p\,2}W_2}{c_{p\,4}W_4\eta_{м\,ТК}\eta_K}. \tag{3.46}$$

3.3.3.2 Рівняння роботи розширення в турбіні компресора для T_4

Ця умова призводить до моделі (3.21), отриманої у п. 3.3.1.2.

$$T_{4\,зв}=\frac{T_{44\,зв}}{C_{\text{I.2}}};\quad C_{\text{I.2}}=1-\left(\pi_{TK}^{\frac{k_г-1}{k_г}}-1\right)\eta_{TK}. \tag{3.47}$$

Відмінність полягає лише в функції коефіцієнта $C_{\text{I.2}}$ – із можливих аргументів слід виключити температуру робочого тіла на виході з компресора $C_{\text{I.2}} \neq f(T_3)$.

3.3.3.3 Рівняння балансу енергії в камері згоряння для T_4

На відміну від моделі, отриманої в п. 3.3.1.3, у наборі «Скорочений 1» температура на виході з компресора не входить до складу вимірюваних параметрів. Зведену температуру $T_{3\,пр}$ виразимо через рівняння роботи стиснення

$$c_{p\,2}\left(T_3-T_2\right)=\frac{c_{p\,2}T_2}{\eta_K}\left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}}-1\right), \tag{3.48}$$

звідки

$$T_3=\left(\frac{1}{\eta_K}\left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}}-1\right)+1\right)T_2, \tag{3.49}$$

або

$$T_{3\,зв}=\left(\frac{1}{\eta_K}\left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}}-1\right)+1\right)T_0. \tag{3.50}$$

З урахуванням (3.50) рівняння (3.24) набуває вигляду

$$T_{4\,зв}=C_{\text{I.3.1}}\cdot\left(C_{\text{III.3}}\left(\pi_к^{\frac{k-1}{k}}-1\right)+1\right)T_0+C_{\text{I.3.2}}\cdot\frac{W_f}{T_1}, \tag{3.51}$$

де

$$C_{\text{III.3}}=\frac{1}{\eta_K}. \tag{3.52}$$

3.3.3.4 Рівняння балансу енергії в турбіні компресора для T_4

Ця умова призводить до моделі (3.31), отриманої в п. 3.3.1.4

$$T_{4\,зв} = C_{\text{I.4.1}}\left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)\cdot T_0 + C_{\text{I.4.2}}\cdot T_{44\,зв} - C_{\text{I.4.3}}\cdot T_{3\,зв},$$

$$C_{\text{I.4.1}} = \frac{c_{p\,2}W_2}{c_{p\,4}W_4\eta_K\eta_{мТК}},\quad C_{\text{I.4.2}} = \frac{c_{p\,44}}{c_{p\,4}}\frac{W_{44}}{W_4},\quad C_{\text{I.4.3}} = \frac{c_{p\,44}}{c_{p\,4}}\frac{\bar{W}_{охол}\cdot W_2}{W_4}.$$

Відмінність полягає лише в функції коефіцієнта $C_{\text{I.4}}$ – з можливих аргументів слід виключити температуру робочого тіла на виході з компресора: $C_{\text{I.4}} \neq f(T_3)$.

3.3.3.5 Рівняння нерозривності між входом і виходом турбіни компресора для T_4

Ця умова призводить до моделей (3.40) та (3.42), отриманих у п. 3.3.1.6:

$$T_{4\,зв} = C_{\text{I.6}}\cdot T_{44\,зв};\quad C_{\text{I.6}} = \left(\frac{m_4\cdot A_4\cdot q(\lambda_4)\cdot P_4}{m_{44}\cdot A_{44}\cdot q(\lambda_{44})\cdot P_{44} - W_{охл}\sqrt{T_{44}}}\right)^2,$$

$$T_{4\,зв} = \frac{T_{44\,зв}}{\left(C_{\text{I.6.1}} - C_{\text{I.6.2}}\cdot\frac{\sqrt{T_{44}}}{P_3}\right)^2},\quad C_{\text{I.6.1}} = \frac{m_{44}\cdot A_{44}\cdot q(\lambda_{44})}{m_4\cdot A_4\cdot q(\lambda_4)\cdot\pi_{TK}},\quad C_{\text{I.6.2}} = \frac{\bar{W}_{охол}\cdot W_2}{m_4\cdot A_4\cdot q(\lambda_4)\cdot\sigma_{КЗ}}.$$

Відмінність полягає лише в функціях коефіцієнтів $C_{\text{I.6}}$, $C_{\text{I.6.1}}$, $C_{\text{I.6.2}}$ – з переліку можливих аргументів слід виключити температуру робочого тіла на виході з компресора $C_{\text{I.6}} \neq f(T_3)$, $C_{\text{I.6.1}} \neq f(T_3)$, $C_{\text{I.6.2}} \neq f(T_3)$.

3.3.3.6 Рівняння балансу потужності між компресором і турбіною для T_3

У рівнянні (3.12) винесемо вимірювану температуру на виході з ТК за дужки й виразимо через неї температуру повітря на виході з компресора:

$$T_3 = \frac{c_{p\,4}}{c_{p\,2}}\cdot\frac{W_4}{W_2}\eta_{мТК}\left(\frac{T_4}{T_{44}} - 1\right)\cdot T_{44} + T_2. \qquad (3.53)$$

Після зведення до стандартних атмосферних умов отримаємо

$$T_{3\,зв} = C_{\text{III.6}}T_{44\,зв} + T_0, \qquad (3.54)$$

$$C_{\text{III.6}} = \frac{c_{p4}}{c_{p2}} \cdot \frac{W_4}{W_2} \eta_{мТК} \left(\frac{T_4}{T_{44}} - 1 \right). \quad (3.55)$$

3.3.3.7 Рівняння роботи стиснення в компресорі для T_3

Ця умова була використана в п. 3.3.3.3 для заміни температури T_3 на інші вимірювані параметри. Модель температури T_3 можна виразити з рівняння (3.50). Тоді

$$T_{3\,зв} = \left(C_{\text{III.3}} \left(\pi_к^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1 \right) T_0, \quad (3.56)$$

де $C_{\text{III.3}}$ обчислюється за формулою (3.52):

$$C_{\text{III.3}} = \frac{1}{\eta_K}.$$

3.3.3.8 Рівняння балансу енергії в камері згоряння для T_3

Виразимо температуру T_3 із рівняння (3.23) з урахуванням (3.21)

$$T_{3\,зв} = \frac{T_{44\,зв}}{C_{\text{I.2}} \cdot C_{\text{I.3.1}}} - C_{\text{III.8.2}} \cdot \frac{W_f}{T_1}, \quad (3.57)$$

$$C_{\text{III.8.2}} = \frac{H_U \cdot \eta_{КС} \cdot T_0}{c_{p3} \cdot W_3}. \quad (3.58)$$

3.3.3.9 Рівняння нерозривності між входом і виходом компресора для T_3

Умову нерозривності для компресора можна записати як рівність масових витрат

$$\frac{m_3 \cdot A_3 \cdot q(\lambda_3) \cdot P_3}{\sqrt{T_3}} = \frac{m_2 \cdot A_2 \cdot q(\lambda_2) \cdot P_2}{\sqrt{T_2}} \left(1 - \bar{W}_K\right), \quad (3.59)$$

де $\bar{W}_K$ – відносна витрата, пов’язана з сумарними відборами повітря з компресора на потреби систем як охолодження двигуна й кондиціювання салону літального апарата;

$m_2 = m_3$ – чисельний коефіцієнт у рівнянні витрати повітря.

Тоді модель зведеної температури $T_{3\,зв}$ матиме вигляд

$$T_{3\,зв} = C_{\text{III.9}} \cdot \frac{\pi_K^2 \cdot T_0}{\left(1-\bar{W}_K\right)}, \tag{3.60}$$

$$C_{\text{III.9}} = \left(\frac{A_3 \cdot q\left(\lambda_3\right)}{A_2 \cdot q\left(\lambda_2\right)} \right)^2. \tag{3.61}$$

За відсутності вимірювання відборів повітря з компресора модель (3.60) перетворюється до вигляду

$$T_{3\,зв} = C_{\text{III.10}} \cdot \pi_K^2 T_0, \tag{3.62}$$

$$C_{\text{III.10}} = \left(\frac{A_3 \cdot q\left(\lambda_3\right)}{A_2 \cdot q\left(\lambda_2\right)} \right)^2 \frac{1}{\left(1-\bar{W}_{отб}\right)}. \tag{3.63}$$

3.3.4 Моделі невимірюваних параметрів для складу «Скорочений 2»

Відповідно до табл. 3.1, для складу «Скорочений 2» маємо такі набори:

– *вимірювані параметри*:

- витрата палива W_f;
- частота обертання ротора ТК n_1;
- частота обертання ротора СТ n_2;
- повний тиск на вході в двигун P_2;
- температура загальмованого потоку на вході в двигун T_1;
- температура загальмованого потоку за ТК T_{44};

– *невимірювані параметри:*

- повний тиск за компресором P_3;
- температура загальмованого потоку за компресором T_3;
- температура загальмованого потоку перед робочою лопаткою 1-го ступеня ТК T_{41} (T_4).

3.3.4.1 Рівняння балансу потужності між компресором і турбіною для T_4

За відсутності вимірювання температури T_3 та тиску P_3 за компресором і на основі рівняння (3.12) модель зведеної температури $T_{4\,зв}$ набуває такого вигляду:

$$T_{4\,зв} = C_{\text{IV.1}} + T_{44\,зв}, \tag{3.64}$$

$$C_{\text{IV.1}} = \frac{c_{p\,2} W_2}{c_{p\,4} W_4 \cdot \eta_{м\,ТК}} \left(T_{3\,зв} - T_0 \right). \tag{3.65}$$

3.3.4.2 Рівняння роботи розширення в турбіні компресора для T_4

Ця умова призводить до моделі (3.21), отриманої в п. 3.3.1.2:

$$T_{4\,зв} = \frac{T_{44\,зв}}{C_{\text{I.2}}}, \quad C_{\text{I.2}} = 1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_{ТК}^{\frac{k_г - 1}{k_г}}} \right) \eta_{ТК}.$$

Відмінність полягає лише в функції коефіцієнта $C_{\text{I.2}}$ – з можливих аргументів слід виключити температуру робочого тіла на виході з компресора $C_{\text{I.2}} \neq f(T_3)$ і ступінь підвищення тиску (або повний тиск) за компресором $C_{\text{I.2}} \neq f(\pi_к)$.

3.3.4.3 Рівняння балансу енергії в камері згоряння для T_4

Ця умова призводить до моделі, схожої на модель (3.51), отриману в п. 3.3.3.3. Однак тиск за компресором у наборі «Скорочений 2» не вимірюється, й тому його слід увести до складу коефіцієнта, тоді модель (3.51) набуває вигляду

$$T_{4\,зв} = C_{\text{IV.3}} T_0 + C_{\text{I.3.2}} \cdot \frac{W_f}{T_1}, \tag{3.66}$$

$$C_{\text{IV.3}} = \frac{c_{p\,3}}{c_{p\,4}} \cdot \frac{W_3}{W_4} \left(\frac{1}{\eta_K} \left(\pi_к^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1 \right). \tag{3.67}$$

3.3.4.4 Рівняння балансу енергії в турбіні компресора для T_4

Ця умова призводить до моделі, схожої з моделлю (3.31), отриманою в п. 3.3.1.4, а відмінність полягає в тому, що тиск за компресором більше не входить до складу вимірюваних параметрів і його слід увести до складу коефіцієнта моделі:

$$T_{4\,зв} = C_{1.4.2} \cdot T_{44\,зв} + C_{IV.4} T_0 - C_{1.4.3} \cdot T_{3\,зв}, \tag{3.68}$$

$$C_{IV.4} = \frac{c_{p\,2} W_2}{c_{p\,4} W_4 \eta_K \eta_{мТК}} \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \tag{3.69}$$

3.3.4.5 Рівняння нерозривності між входом і виходом ТК для T_4

Ця умова призводить до моделі (3.40), одержаної в п. 3.3.1.6:

$$T_{4\,зв} = C_{I.6} \cdot T_{44\,зв}, \quad C_{I.6} = \left(\frac{m_4 \cdot A_4 \cdot q(\lambda_4) \cdot P_4}{m_{44} \cdot A_{44} \cdot q(\lambda_{44}) \cdot P_{44} - W_{охол} \sqrt{T_{44}}} \right)^2.$$

Відмінність полягає лише в функції коефіцієнта $C_{I.6}$ – з можливих аргументів слід виключити температуру робочого тіла на виході з компресора, $C_{I.6} \neq f(T_3)$, та ступінь підвищення тиску в компресорі (або повний тиск за компресором): $C_{I.6} \neq f(\pi_к)$.

3.3.4.6 Рівняння балансу потужності між компресором і турбіною для T_3

Ця умова призводить до моделі (3.54), отриманої в п. 3.3.3.6:

$$T_{3\,зв} = C_{III.6} T_{44\,зв} + T_0, \quad C_{III.6} = \frac{c_{p\,4}}{c_{p\,2}} \cdot \frac{W_4}{W_2} \eta_{мТК} \left(\frac{T_4}{T_{44}} - 1 \right).$$

Відмінність полягає лише в функції коефіцієнта $C_{III.6}$ – з можливих аргументів слід виключити температуру робочого тіла на виході з компресора, $C_{III.6} \neq f(T_3)$, та ступінь підвищення тиску в компресорі (або повний тиск за компресором): $C_{III.6} \neq f(\pi_к)$.

3.3.4.7 Рівняння роботи стиснення в компресорі для T_3

Ця умова призводить до моделі вигляду

$$T_{3\,зв} = C_{\text{IV.7}} T_0, \tag{3.70}$$

$$C_{\text{IV.7}} = \frac{1}{\eta_K}\left(\pi_к^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) + 1. \tag{3.71}$$

3.3.4.8 Рівняння балансу енергії в камері згоряння для T_3

Ця умова призводить до моделі (3.57), одержаної в п. 3.3.3.8:

$$T_{3\,зв} = \frac{T_{44\,зв}}{C_{\text{I.2}} \cdot C_{\text{I.3.1}}} - C_{\text{III.8.2}} \cdot \frac{W_f}{T_1},$$

$$C_{\text{I.2}} = 1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_{TK}^{\frac{k_г - 1}{k_г}}}\right)\eta_{TK}, \quad C_{\text{I.3.1}} = \frac{c_{p3}}{c_{p4}} \cdot \frac{W_3}{W_4}, \quad C_{\text{III.8.2}} = \frac{H_U \cdot \eta_{KC} \cdot T_0}{c_{p3} \cdot W_3}.$$

Відмінність полягає лише в функціях коефіцієнтів $C_{\text{I.3.1}}$, $C_{\text{I.3.2}}$, $C_{\text{III.8.2}}$ – з можливих аргументів слід виключити температуру робочого тіла на виході з компресора, $C_{\text{I.3.1}} \neq f(T_3)$, $C_{\text{I.3.2}} \neq f(T_3)$, $C_{\text{III.8.2}} \neq f(T_3)$, та ступінь підвищення тиску в компресорі (або повний тиск за компресором): $C_{\text{I.3.1}} \neq f(\pi_K)$, $C_{\text{I.3.2}} \neq f(\pi_K)$, $C_{\text{III.8.2}} \neq f(\pi_K)$.

3.3.4.9 Рівняння нерозривності між входом і виходом компресора для T_3

За відсутності вимірювання тиску P_3 за компресором ця умова призводить до перетворення моделі (3.62), отриманої в п. 3.3.3.9, до виду

$$T_{3\,зв} = C_{\text{IV.9}} \cdot T_0, \tag{3.72}$$

$$C_{\text{IV.9}} = \left(\frac{A_3 \cdot q(\lambda_3)}{A_2 \cdot q(\lambda_2)}\right)^2 \frac{\pi_K{}^2}{\left(1 - \bar{W}_K\right)}. \tag{3.73}$$

3.3.4.10 Рівняння балансу потужності між компресором і турбіною для P_3

Замінимо в рівнянні (3.44) рівень підвищення тиску в компресорі на відношення тисків, враховуючи для даного двигуна, що T_2=T_1:

$$\frac{c_{p2}T_1}{\eta_K}\left(\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right)\cdot W_2 = c_{p4}\left(T_4 - T_{44}\right)\eta_{м\,ТК}\cdot W_4, \tag{3.74}$$

тоді шуканий тиск P_3 можна знайти за формулою

$$P_3 = \left(\frac{c_{p4}W_4\eta_K\eta_{м\,ТК}\left(\frac{T_4 - T_{44}}{T_1}\right) + c_{p2}W_2}{c_{p2}W_2T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} T_1^{\frac{k}{k-1}}P_2, \tag{3.75}$$

або

$$P_{3\,зв} = C_{\text{IV}.10.1}T_1^{\frac{k}{k-1}}P_{2\,зв}, \tag{3.76}$$

де

$$C_{\text{IV}.10.1} = \left(\frac{c_{p4}W_4\eta_K\eta_{м\,ТК}\left(\frac{T_4 - T_{44}}{T_1}\right) + c_{p2}W_2}{c_{p2}W_2T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \tag{3.77}$$

Як альтернативний варіант можна залишити температуру T_1 на вході в двигун у складі коефіцієнта моделі, яка в такому випадку набуває вигляду

$$P_{3\,зв} = C_{\text{IV}.10.2}P_{2\,зв}, \tag{3.78}$$

$$C_{\text{IV}.10.2} = \left(\frac{c_{p4}\left(T_4 - T_{44}\right)\cdot W_4\eta_{м\,ТК}\eta_K}{c_{p2}T_1W_2} + 1\right)^{\frac{k}{k-1}}. \tag{3.79}$$

3.3.4.11 Рівняння роботи стиснення в компресорі для P_3

Визначимо з рівняння роботи стиснення

$$c_{p2}T_1\left(\pi_к^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)\frac{1}{\eta_K} = c_{p2}\left(T_3 - T_1\right)$$

ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_к^{\frac{k-1}{k}} = \frac{\eta_K}{T_1}\left(T_3 - T_1\right) + 1. \tag{3.80}$$

Тоді модель тиску P_3 за компресором матиме вигляд

$$P_{3\,зв} = \left(\frac{C_{\text{IV}.11}}{T_1} + 1\right)^{\frac{k}{k-1}} P_{2\,зв}, \tag{3.81}$$

$$C_{\text{IV}.11} = \eta_K\left(T_3 - T_1\right). \tag{3.82}$$

Альтернативою до моделі (3.81) може бути варіант із застосуванням моделей температури T_3, отриманих у пп. 3.3.4.6–3.3.4.8. Позначимо модельну температуру за компресором як $T_{3\,mod}$. У цьому випадку зведений тиск за компресором можна знайти за формулою

$$P_{3\,зв} = \left(C_{\text{IV}.12}\left(\frac{T_{3\,mod\,зв}}{T_0} - 1\right) + 1\right)^{\frac{k}{k-1}} P_0, \tag{3.83}$$

$$C_{\text{IV}.12} = \eta_K, \tag{3.84}$$

3.4 Формування моделей невимірюваних параметрів на базі методу головних компонент

Загальна методика ґрунтується на використанні нелінійної термогазодинамічної моделі параметрів робочого процесу (еталону) для побудови залежностей параметрів проточної частини (вимірюваних, $\mathbf{Y}_{ref}$, та невимірюваних, $\mathbf{Z}_{ref}$) від режимних параметрів $\mathbf{Y}_{reg} \in \mathbf{Y}$ при нормальному технічному стані або стані при характеристиках вузлів закладених за замовчуванням $\mathbf{\Theta}_0$ (рис. 3.3).

Система вимірювання параметрів робочого процесу двигуна реєструє набір параметрів з заданою частотою та точністю. Серед усіх вимірюваних параметрів відокремлюється умови на вході в двигун, оскільки модель передбачає роботу зі

зведеними характеристиками, та режимні параметри, бо вони є аргументами залежностей.

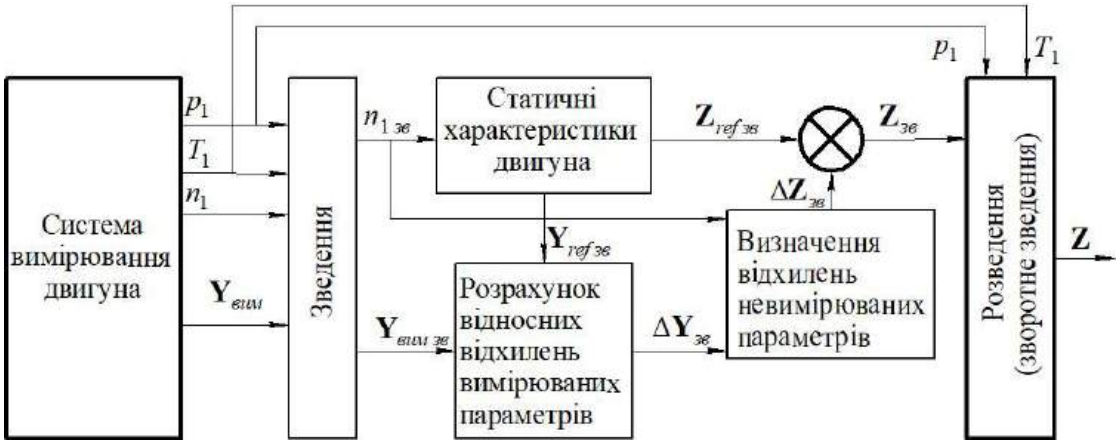

Рис. 3.3 – Схема алгоритму визначення невимірюваних параметрів методом головних компонент

Зведені до умов стандартної атмосфери значення усіх праматерів, передбачених моделлю справного (нормального) стану, визначаються за зведеними аргументами статичних характеристик, якими є обрані режимні параметри $\mathbf{Y}_{reg\,зв}$:

$$\mathbf{Y}_{ref\ зв} = f\left(\mathbf{Y}_{reg\ зв}, \mathbf{\Theta}_0\right); \quad \mathbf{Z} = f\left(\mathbf{Y}_{reg\ зв}, \mathbf{\Theta}_0\right). \tag{3.85}$$

Справний стан двигуна передбачає незначні відхилення характеристик його вузлів. Це дозволяє з достатньою точністю врахувати нелінійний вплив відхилень параметрів технічного стану на модель параметрів (3.85) через лінійне наближення в околі нормального стану

$$\mathbf{Y}_{ref\ зв} = \mathbf{Y}_{ref\ зв}\left(\mathbf{Y}_{reg\ зв}; \mathbf{\Theta}_0\right) + \frac{\partial}{\partial \mathbf{\Theta}} \mathbf{Y}_{ref\ зв} \cdot \delta\mathbf{\Theta} = \mathbf{Y}_{0\,зв}\left(1 + \mathbf{H}_{\mathbf{Y}} \cdot \delta\mathbf{\Theta}\right); \tag{3.86}$$

$$\mathbf{Z}_{ref\ зв} = \mathbf{Z}_{ref\ зв}\left(\mathbf{Y}_{reg\ зв}; \mathbf{\Theta}_0\right) + \frac{\partial}{\partial \mathbf{\Theta}} \mathbf{Z}_{ref\ зв} \cdot \delta\mathbf{\Theta} = \mathbf{Z}_{0\,зв}\left(1 + \mathbf{H}_{\mathbf{Z}} \cdot \delta\mathbf{\Theta}\right), \tag{3.87}$$

де $\delta\mathbf{\Theta} = \dfrac{\Delta\mathbf{\Theta}}{\mathbf{\Theta}_0}$ – вектор відносних відхилень параметрів технічного стану;

$\mathbf{Y}_{reg\,зв}$ – вектор режимних параметрів або аргументів статичних залежностей, зведених до умов стандартної атмосфери;

$\mathbf{\Theta}_0$ – вектор параметрів технічного стану справного (усередненого) двигуна;

$\mathbf{H_Y}$ – матриця коефіцієнтів впливу параметрів технічного стану на вимірювані параметри;

$\mathbf{H_Z}$ – матриця коефіцієнтів впливу параметрів технічного стану на невимірювані параметри.

У такій постановці розв'язання задачі потребує визначення вектора відхилень параметрів технічного стану, яке є неможливим через обмежену кількість вимірюваних параметрів (як правило, 3–5 параметрів). Отже, відновлення всього вектора параметрів технічного стану в класичному розумінні неможливе.

Застосуємо метод, описаний у роботі [5], який безпосередньо мінімізує похибку визначення саме невимірюваного параметра. Цей метод не передбачає проміжного оцінювання вектора параметрів технічного стану $\mathbf{\Theta}$, оскільки це не є метою поставленої задачі. Основна ідея полягає в обчисленні матриці перетворення між вимірюваними параметрами та невимірюваним параметром, уникаючи проміжного оцінювання внутрішніх параметрів технічного стану.

Згідно з методикою [5], значення оцінок невимірюваних параметрів розраховується за такими залежностями:

$$\mathbf{Z}_{model\ зв} = \mathbf{Z}_{0\ зв}\left(1+\mathbf{F}\cdot\delta\mathbf{Y}\right); \tag{3.88}$$

$$\mathbf{F} = \mathbf{H}_\mathbf{Z}\,\mathbf{H}_\mathbf{Y}^T\cdot\left(\mathbf{H}_\mathbf{Y}\mathbf{H}_\mathbf{Y}^T\right)^{-1}\left(\mathbf{I}-\frac{\operatorname{cov}\boldsymbol{\varepsilon}_\mathbf{Y}}{\sigma_{\delta\theta}^2}\left(\mathbf{H}_\mathbf{Y}\mathbf{H}_\mathbf{Y}^T\right)^{-1}\right), \tag{3.89}$$

де $\delta\mathbf{Y}=\dfrac{\mathbf{Y}_{вим}-\mathbf{Y}_{ref}}{\mathbf{Y}_{ref}}=\dfrac{\mathbf{Y}_{вим}}{\mathbf{Y}_{ref}}-1$ – вектор відносних відхилень вимірюваних параметрів $\mathbf{Y}$;

$\mathbf{F}$ – матриця зв'язку відносних відхилень вимірюваних і невимірюваних параметрів;

$\sigma_{\delta\theta}^2$ – дисперсія відхилень параметрів технічного стану;

$\operatorname{cov}\boldsymbol{\varepsilon}_\mathbf{Y}$ – діагональна коваріаційна матриця похибок вимірювання.

3.4.1 Застосування методики

Для моделювання дефектів проточної частини ТВаД було обрано обмежений перелік параметрів, зміна яких характеризує несправності вузлів – ККД та пропускна здатність вузла. Розглянуто три вузли: компресор, турбіна компресора та силова турбіна.

Як режимний параметр для ТВаД обрано частоту обертання роторів турбокомпресора n_1. Частота обертання силової турбіни n_2 має вплив на параметри газогенератора, але передбачено, що частота підтримується на заданому рівні n_2=15000 об/хв регулятором, тому параметр n_2 можна виключити зі складу аргументів.

Складемо статичні характеристики всіх модельованих параметрів:

$$W_f, T_{44}, P_3, T_3, T_{41} = f\left(n_1\right).$$

За допомогою нелінійної повузлової термодинамічної моделі двигуна розраховуємо матриці коефіцієнтів впливу (МКВ) $\mathbf{H_Y}$, $\mathbf{H_Z}$ і за залежністю (3.89) розрахуємо матрицю **F**, яка пов’язує відхилення вимірюваних і невимірюваних параметрів. Представимо розраховані елементи матриць у прийнятому вигляді (апроксимаційні залежності, табличні дані).

Сформуємо вектор відносних відхилень параметрів технічного стану: ККД та витрати робочого тіла через компресор, турбіну компресора та силову турбіну

$$\delta\mathbf{\Theta} = \left|\delta W_3 \quad \delta\eta_K \quad \delta A_{44} \quad \delta\eta_{TK} \quad \delta A_{44} \quad \delta\eta_{CT}\right|^T.$$

Формування коваріаційної матриці похибок вимірювання потребує довідкової інформації про точність датчиків. Приймається припущення про те, що похибки вимірювання некорельовані, а тому коваріаційна матриця матиме діагональний вигляд: $\mathrm{cov}\,\boldsymbol{\varepsilon}_\mathbf{Y} = diag\left(\sigma_{y_1}^2, \sigma_{y_2}^2, \ldots, \sigma_{y_i}^2\right)$

Матриці коефіцієнтів впливу формуються залежно від складу вимірюваних і невимірюваних параметрів:

$$\mathbf{H_Y}=\begin{pmatrix}\frac{\partial y_1}{\partial\theta_1} & \cdots & \frac{\partial y_1}{\partial\theta_m}\\ \cdots & \cdots & \cdots\\ \frac{\partial y_i}{\partial\theta_1} & \cdots & \frac{\partial y_i}{\partial\theta_m}\end{pmatrix};\quad \mathbf{H_Z}=\begin{pmatrix}\frac{\partial z_1}{\partial\theta_1} & \cdots & \frac{\partial z_1}{\partial\theta_m}\\ \cdots & \cdots & \cdots\\ \frac{\partial z_l}{\partial\theta_1} & \cdots & \frac{\partial z_l}{\partial\theta_m}\end{pmatrix}, \tag{3.90}$$

де i – кількість вимірюваних параметрів;

l – кількість невимірюваних параметрів;

m – кількість параметрів технічного стану.

Запишемо, як виглядатимуть матриці для кожного з наборів вимірюваних параметрів:

– «розширений 1»

$$\delta\mathbf{Y}=\begin{pmatrix}\delta P_3 & \delta T_3 & \delta T_{44} & \delta W_f\end{pmatrix}^T; \tag{3.91}$$

$$\delta\mathbf{Z}=\delta T_{41}; \tag{3.92}$$

$$\mathbf{H_Y}=\begin{pmatrix}\frac{\delta P_3}{\delta W_3} & \frac{\delta P_3}{\delta\eta_K} & \frac{\delta P_3}{\delta A_{44}} & \frac{\delta P_3}{\delta\eta_{TK}} & \frac{\delta P_3}{\delta A_5} & \frac{\delta P_3}{\delta\eta_{CT}}\\ \frac{\delta T_3}{\delta W_2} & \frac{\delta T_3}{\delta\eta_K} & \frac{\delta T_3}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_3}{\delta\eta_{TK}} & \frac{\delta T_3}{\delta A_5} & \frac{\delta T_3}{\delta\eta_{CT}}\\ \frac{\delta T_{44}}{\delta W_3} & \frac{\delta T_{44}}{\delta\eta_K} & \frac{\delta T_{44}}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_{44}}{\delta\eta_{TK}} & \frac{\delta T_{44}}{\delta A_5} & \frac{\delta T_{44}}{\delta\eta_{CT}}\\ \frac{\delta W_f}{\delta W_3} & \frac{\delta W_f}{\delta\eta_K} & \frac{\delta W_f}{\delta A_{44}} & \frac{\delta W_f}{\delta\eta_{TK}} & \frac{\delta W_f}{\delta A_5} & \frac{\delta W_f}{\delta\eta_{CT}}\end{pmatrix}; \tag{3.93}$$

$$\mathbf{H_Z}=\begin{pmatrix}\frac{\delta T_{41}}{\delta W_3} & \frac{\delta T_{41}}{\delta\eta_K} & \frac{\delta T_{41}}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_{41}}{\delta\eta_{TK}} & \frac{\delta T_{41}}{\delta A_5} & \frac{\delta T_{41}}{\delta\eta_{CT}}\end{pmatrix}; \tag{3.94}$$

$$\operatorname{cov}\boldsymbol{\varepsilon}_{\mathbf{Y}}=\begin{pmatrix}\sigma^2_{\delta P_3} & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & \sigma^2_{\delta T_3} & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & \sigma^2_{\delta T_{44}} & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & \sigma^2_{\delta T_5} & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma^2_{\delta W_f}\end{pmatrix}; \tag{3.95}$$

– «розширений 2»

$$\delta\mathbf{Y} = \begin{pmatrix} \delta P_3 & \delta T_3 & \delta T_{44} & \delta T_5 & \delta W_f \end{pmatrix}^T; \tag{3.96}$$

$$\delta\mathbf{Z} = \delta T_{41}; \tag{3.97}$$

$$\mathbf{H_Y} = \begin{pmatrix} \frac{\delta P_3}{\delta W_3} & \frac{\delta P_3}{\delta \eta_K} & \frac{\delta P_3}{\delta A_{44}} & \frac{\delta P_3}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta P_3}{\delta A_5} & \frac{\delta P_3}{\delta \eta_{CT}} \\ \frac{\delta T_3}{\delta W_3} & \frac{\delta T_3}{\delta \eta_K} & \frac{\delta T_3}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_3}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta T_3}{\delta A_5} & \frac{\delta T_3}{\delta \eta_{CT}} \\ \frac{\delta T_{44}}{\delta W_3} & \frac{\delta T_{44}}{\delta \eta_K} & \frac{\delta T_{44}}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_{44}}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta T_{44}}{\delta A_5} & \frac{\delta T_{44}}{\delta \eta_{CT}} \\ \frac{\delta T_5}{\delta W_3} & \frac{\delta T_5}{\delta \eta_K} & \frac{\delta T_5}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_5}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta T_5}{\delta A_5} & \frac{\delta T_5}{\delta \eta_{CT}} \\ \frac{\delta W_f}{\delta W_3} & \frac{\delta W_f}{\delta \eta_K} & \frac{\delta W_f}{\delta A_{44}} & \frac{\delta W_f}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta W_f}{\delta A_5} & \frac{\delta W_f}{\delta \eta_{CT}} \end{pmatrix}; \tag{3.98}$$

$$\mathbf{H_Z} = \begin{pmatrix} \frac{\delta T_{41}}{\delta W_3} & \frac{\delta T_{41}}{\delta \eta_K} & \frac{\delta T_{41}}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_{41}}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta T_{41}}{\delta A_5} & \frac{\delta T_{41}}{\delta \eta_{CT}} \end{pmatrix}; \tag{3.99}$$

$$\operatorname{cov}\boldsymbol{\varepsilon}_\mathbf{Y} = \begin{pmatrix} \sigma^2_{\delta P_3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma^2_{\delta T_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma^2_{\delta T_{44}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sigma^2_{\delta T_5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma^2_{\delta W_f} \end{pmatrix}; \tag{3.100}$$

– «скорочений 1»;

$$\delta\mathbf{Y} = \begin{pmatrix} \delta P_3 & \delta T_{44} & \delta W_f \end{pmatrix}^T; \tag{3.101}$$

$$\delta\mathbf{Z} = \begin{pmatrix} \delta T_3 & \delta T_{41} \end{pmatrix}^T; \tag{3.102}$$

$$\mathbf{H_Y} = \begin{pmatrix} \frac{\delta P_3}{\delta W_3} & \frac{\delta P_3}{\delta \eta_K} & \frac{\delta P_3}{\delta A_{44}} & \frac{\delta P_3}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta P_3}{\delta A_5} & \frac{\delta P_3}{\delta \eta_{CT}} \\ \frac{\delta T_{44}}{\delta W_3} & \frac{\delta T_{44}}{\delta \eta_K} & \frac{\delta T_{44}}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_{44}}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta T_{44}}{\delta A_5} & \frac{\delta T_{44}}{\delta \eta_{CT}} \\ \frac{\delta W_f}{\delta W_3} & \frac{\delta W_f}{\delta \eta_K} & \frac{\delta W_f}{\delta A_{44}} & \frac{\delta W_f}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta W_f}{\delta A_5} & \frac{\delta W_f}{\delta \eta_5} \end{pmatrix}; \tag{3.103}$$

$$\mathbf{H_Z} = \begin{pmatrix} \frac{\delta T_3}{\delta W_3} & \frac{\delta T_3}{\delta \eta_K} & \frac{\delta T_3}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_3}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta T_3}{\delta A_5} & \frac{\delta T_3}{\delta \eta_{CT}} \\ \frac{\delta T_{41}}{\delta W_3} & \frac{\delta T_{41}}{\delta \eta_K} & \frac{\delta T_{41}}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_{41}}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta T_{41}}{\delta A_5} & \frac{\delta T_{41}}{\delta \eta_{CT}} \end{pmatrix}; \quad (3.104)$$

$$\operatorname{cov}\boldsymbol{\varepsilon}_{\mathbf{Y}} = \begin{pmatrix} \sigma^2_{\delta P_3} & 0 & 0 \\ 0 & \sigma^2_{\delta T_{44}} & 0 \\ 0 & 0 & \sigma^2_{\delta W_f} \end{pmatrix}; \quad (3.105)$$

– «скорочений 2»;

$$\delta\mathbf{Y} = \begin{pmatrix} \delta T_{44} & \delta W_f \end{pmatrix}^T; \quad (3.106)$$

$$\delta\mathbf{Z} = \begin{pmatrix} \delta P_3 & \delta T_3 & \delta T_{41} \end{pmatrix}^T; \quad (3.107)$$

$$\mathbf{H_Y} = \begin{pmatrix} \frac{\delta T_{44}}{\delta W_3} & \frac{\delta T_{44}}{\delta \eta_K} & \frac{\delta T_{44}}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_{44}}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta T_{44}}{\delta A_5} & \frac{\delta T_{44}}{\delta \eta_{CT}} \\ \frac{\delta W_f}{\delta W_3} & \frac{\delta W_f}{\delta \eta_K} & \frac{\delta W_f}{\delta A_{44}} & \frac{\delta W_f}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta W_f}{\delta A_5} & \frac{\delta W_f}{\delta \eta_5} \end{pmatrix}; \quad (3.108)$$

$$\mathbf{H_Z} = \begin{pmatrix} \frac{\delta P_3}{\delta W_3} & \frac{\delta P_3}{\delta \eta_K} & \frac{\delta P_3}{\delta A_{44}} & \frac{\delta P_3}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta P_3}{\delta A_5} & \frac{\delta P_3}{\delta \eta_{CT}} \\ \frac{\delta T_3}{\delta W_3} & \frac{\delta T_3}{\delta \eta_K} & \frac{\delta T_3}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_3}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta T_3}{\delta A_5} & \frac{\delta T_3}{\delta \eta_{CT}} \\ \frac{\delta T_{41}}{\delta W_3} & \frac{\delta T_{41}}{\delta \eta_K} & \frac{\delta T_{41}}{\delta A_{44}} & \frac{\delta T_{41}}{\delta \eta_{TK}} & \frac{\delta T_{41}}{\delta A_5} & \frac{\delta T_{41}}{\delta \eta_{CT}} \end{pmatrix}; \quad (3.109)$$

$$\operatorname{cov}\boldsymbol{\varepsilon}_{\mathbf{Y}} = \begin{pmatrix} \sigma^2_{\delta T_3} & 0 \\ 0 & \sigma^2_{\delta W_f} \end{pmatrix}. \quad (3.110)$$

3.5 Висновки за розділом

Таким чином, у цьому розділі отримано такі основні результати:

1. Вибрано об’єкт досліджень – авіаційний турбовальний газотурбінний двигун потужністю 1600 кВт типу ТВ3-117.

2. Для обраного об’єкта досліджень задіяно нелінійну повузлову модель

робочого процесу, яка надалі використовується як джерело інформації про всі параметри робочого процесу зазначеного об’єкта.

3. Обрано альтернативні склади штатно вимірюваних параметрів, які можуть бути продиктовані вимогами системи керування двигуна.

4. Для невимірюваних параметрів, якими є температура T_3 загальмованого потоку на виході з компресора, температура T_{44} загальмованого потоку на виході з ТК, температура T_{41} загальмованого потоку на вході в робоче колесо 1-го ступеня ТК і повний тиск повітря P_3 на виході з компресора, розроблено альтернативні моніторингові моделі на основі таких методів:

- регресійні моделі;
- моделі на базі термодинамічних співвідношень;
- моделі на базі методу головних компонент.

5. Завданням наступної частини роботи є застосування розробленого в другому розділі критерію якості для вибору оптимального складу вимірюваних параметрів і найкращих з альтернативних моделей зазначених невимірюваних параметрів турбовального двигуна типу ТВ3-117.

6. Результати цього розділу опубліковано в роботі автора [4].

Література до третього розділу

1. Марценюк, Є. В. Формування моделей невимірюваних параметрів в алгоритмах моніторингу ресурсу диска ТВТ турбовального двигуна / Є. В. Марценюк, С. В. Єпіфанов. // *XXVI - міжнародний конгрес двигунобудівників: тези доповідей.* – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2021 – С. 65-66.
2. Синтез систем управления и диагностики газотурбинных двигателей / С. В. Епифанов, Б. И. Кузнецов, И. Н. Богаенко [и др.]. – Киев : Техника, 1998. – 312 с.
3. Маравилла Э. К. Повышение точности определения граничных условий теплообмена для мониторинга ресурса рабочих лопаток турбин авиационных двигателей : дис. … канд. техн. наук : 05.05.03 / Маравилла

Эррера Кристиан. – Харьков, 2016. – 138 с.

4. Марценюк, Е. В. Выбор модели для определения температуры за компрессором при мониторинге выработки ресурса основных деталей трехвального ТРДД / Е. В. Марценюк, С. В. Епифанов, Т. В. Кулик // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013 . – № 10 (107) . – С. 154–160.
5. Єпіфанов, С. В. Метод визначення невимірюваних параметрів газотурбінних двигунів з урахуванням технічного стану / С. В. Єпіфанов, О. В. Бондаренко // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – 2025. – № 2 (202). – С. 25–37. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2025.2.03.

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ МОНІТОРИНГОВИХ МОДЕЛЕЙ НЕВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ

У попередньому розділі запропоновано низку альтернативних моделей невимірюваних параметрів, що базуються на різних методах їх створення та доповнюють склад вимірювань так, щоб задовольнити потреби задач моніторингу дисків турбіни турбовального двигуна типу ТВ3-117. Алгоритм пошуку оптимальної комбінації «склад вимірювань – метод – модель» із застосуванням розробленого в другому розділі критерію якості $J_{Quality}$ передбачає паралельне обчислення кількісних характеристик, які формують даний критерій, для всіх можливих моделей при всіх доступних аргументах – вимірюваннях y_i. У загальному випадку цей процес можна подати у вигляді блок-схеми, зображеній на рис. 4.1. Зі схеми видно, що загалом застосовано три окремі групи даних. Перша й найменша за своїм обсягом – група *А* – використовується для навчання всіх альтернативних моделей, запропонованих в розділі 3. Слід зауважити, що ця група сформована за наступними припущеннями:

1) зважаючи на те, що всі моделі побудовано в зведених параметрах, вплив умов на вході в двигун не враховується – $T_1 = const$, $P_1 = const$;

2) діапазон режимів вибрано за умови відсутності залому характеристик вузлів при спрацюванні клапанів перепуску повітря або роботи керованих напрямних апаратів, що, згідно з програмою керування двигуном, відповідає режимам з $n_{1\,зв} \geq 17000$ об/хв.

З урахуванням зазначених вимог група *А* налічує 60 режимів, які відрізняються частотами обертання роторів турбокомпресора ($5\times n_1$) та силової турбіни ($12\times n_2$).

Групи *Б* і *В* використовуються для оцінки якості запропонованих моделей і відрізняються від групи *А* іншою варіацією вхідних параметрів: $n_{1\,зв} = var$, $n_2 = const$, $P_1 = var$, $T_1 = var$. Група *Б* відповідає справному стану двигуна, містить 168 режимів – ($6\times n_{1\,зв}$), ($4\times P_1$), ($7\times T_1$) – і використовується для оцінки методичної та інструментальної похибок. Група *В* базується на режимах групи *Б* і відрізняється від неї наявністю «дефектів», склад яких узгоджено з роботами інших дослідників. Б. Кьорнок (B. Curnock) запропонував перелік дефектів [1], який в подальшому

було використано для розрахунків багатьма іншими дослідниками [2], [3], [4]. Ці дефекти вузлів є представниками найчастіше виникаючих на практиці і представлено як відсоткове відхилення параметрів стану від їх базових значень (табл. 4.1). Таким чином, група *B* налічує 1848 режимів і використовується для оцінки робастності швидкорахункових моделей.

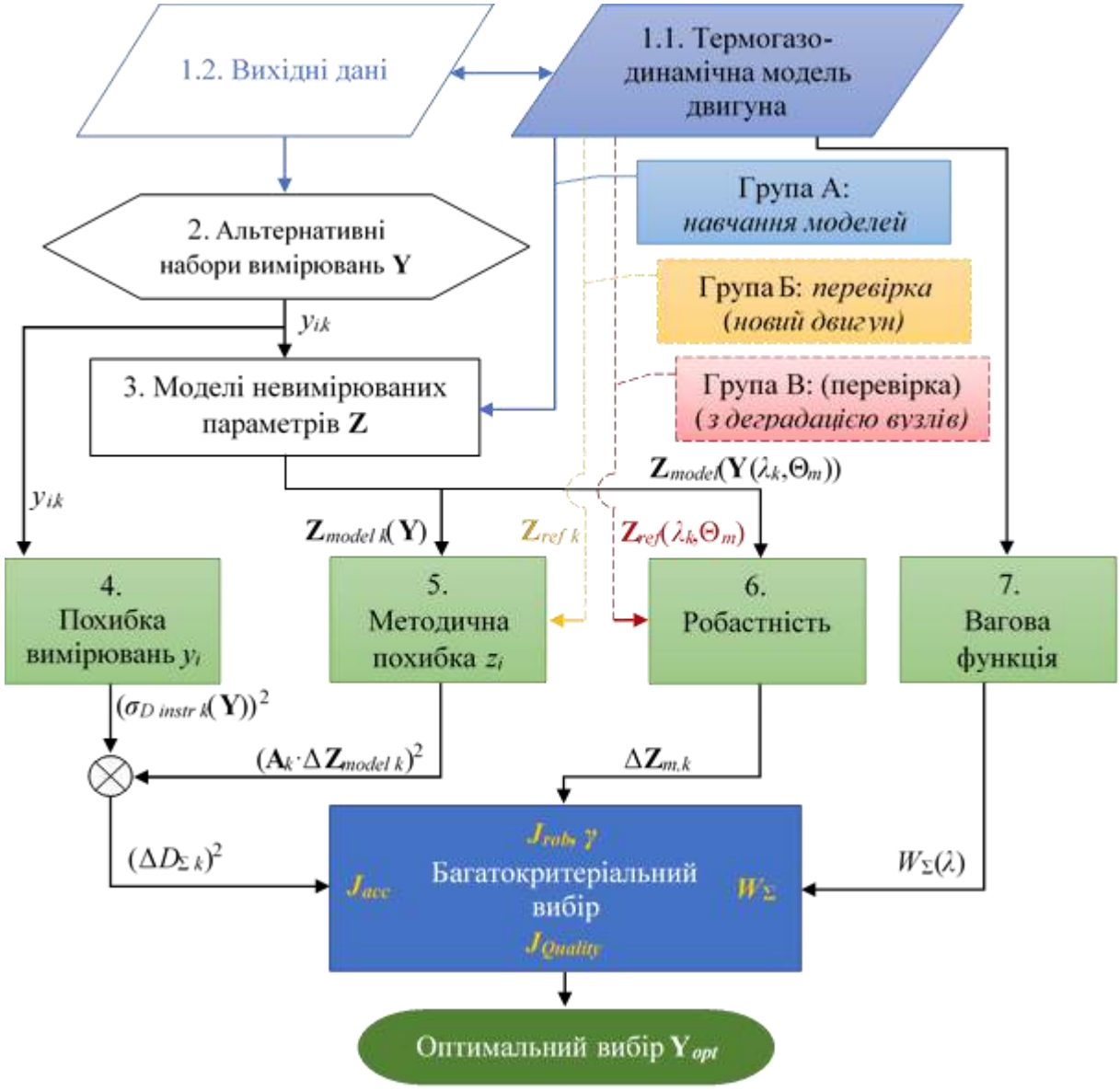

Рис. 4.1 – Алгоритм пошуку оптимального складу вимірюваних параметрів

Як було зазначено в другому розділі, визначення запропонованого критерію якості $J_{Quality}$ потребує обчислення його складових, якими є вагова функція W_Σ, вектор **A** наскрізної чутливості кількості руйнівних циклів N_f до параметрів **Z**, які визначають умови навантаження, а також методичні та інструментальні похибки.

У свою чергу, інструментальна похибка не може бути обчислена без визначення часткових похідних кожного з параметрів навантаження по кожному з вимірюваних параметрів $\partial z/\partial y$. З метою зменшення обсягу обчислень процедуру вибору оптимальної комбінації «склад вимірювань – метод – модель» поділено на два етапи. Перший – структурна ідентифікація, яка полягає у відсіюванні моделей з низькою інформативністю обраних параметрів Y_i. Критерієм відсіву є коефіцієнт детермінації R^2 апроксимації розрахункових точок запропонованими регресійними та термодинамічними моделями. Варіанти, що демонструють найменший розкид ($\max(R^2)$), визначаються кандидатами для подальшого аналізу, інші виключаються. Перевірка здійснюється на незалежній контрольній вибірці – група *Б* – зі зміненими зовнішніми умовами (T_0, P_0) у зведених координатах, що гарантує стійкість обраних поліноміальних структур. Відібрані таким чином моделі-кандидати переходять до другого етапу – обчислення та порівняння критерію якості $J_{Quality}$ і вибору оптимального набору, методу й моделі. Слід зауважити, що відбір моделей-кандидатів проводиться з урахуванням конкретного складу вимірюваних параметрів.

Таблиця 4.1 – Склад модельованих дефектів групи В

Розрахунковий випадок	**Перелік дефектів, %**
1	A_{CT} = +1; η_{CT} = -0,6
2	A_{CT} = -1; η_{CT} = -0,4
3	A_{TK} = +1
4	A_{TK} = -1; η_{TK} = -1
5	W_K = -1
6	μ_C = -1
7	μ_C = +2
8	η_K = -1
9	η_{CT} = -1
10	η_{TK} = -1
11	W_K = -1; η_K = -0,7

4.1 Структурна ідентифікація моделей невимірюваних параметрів

4.1.1 Фільтрація регресійних моделей

Навчання альтернативних регресійних моделей невимірюваних параметрів на даних групи *А* призводить до такого результату (рис. 4.2–4.4):

$$\frac{T_{41}}{T_{44}\cdot\pi_к} = 7{,}1753\cdot10^{-1} - 1{,}5813\cdot10^{-1}\left(\pi_к\right) + 1{,}7573\cdot10^{-2}\left(\pi_к\right)^2 - 9{,}7944\cdot10^{-4}\left(\pi_к\right)^3 + 2{,}1740\cdot10^{-5}\left(\pi_к\right)^4; \quad (4.1)$$

$$T_{41} = 2273{,}8 - 2676{,}5\left(\frac{n_{1\,зв}}{10^4}\right) + 1157{,}5\left(\frac{n_{1\,зв}}{10^4}\right)^2 - 31{,}868\left(\frac{n_{1\,зв}}{10^4}\right)^3; \quad (4.2)$$

$$T_{3\,зв} = 280{,}23 + 64{,}972\left(\pi_к\right) - 5{,}4949\left(\pi_к\right)^2 + 2{,}1658\cdot10^{-1}\left(\pi_к\right)^3; \quad (4.3)$$

$$\frac{T_3}{T_1} = -12{,}588 + 20{,}69\left(\frac{n_{1\,зв}}{10^4}\right) - 10{,}348\left(\frac{n_{1\,зв}}{10^4}\right)^2 + 1{,}8459\left(\frac{n_{1\,зв}}{10^4}\right)^3; \quad (4.4)$$

$$P_{3\,зв} = -2{,}5599\cdot10^6 + 6{,}119\cdot10^3\left(T_{44\,зв}\right) - 2{,}4348\left(T_{44\,зв}\right)^2; \quad (4.5)$$

$$P_{3\,зв} = -4{,}2026\cdot10^6 + 3{,}4696\cdot10^2\left(n_{1\,зв}\right) - 4{,}0654\cdot10^{-3}\left(n_{1\,зв}\right)^2. \quad (4.6)$$

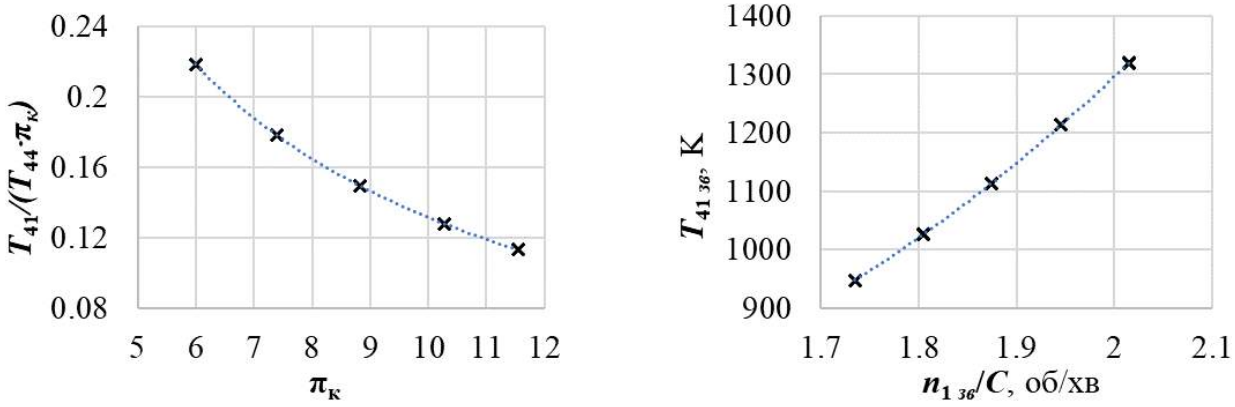

Рис. 4.2 – Регресійні моделі температури T_{41} перед робочою лопаткою ТК

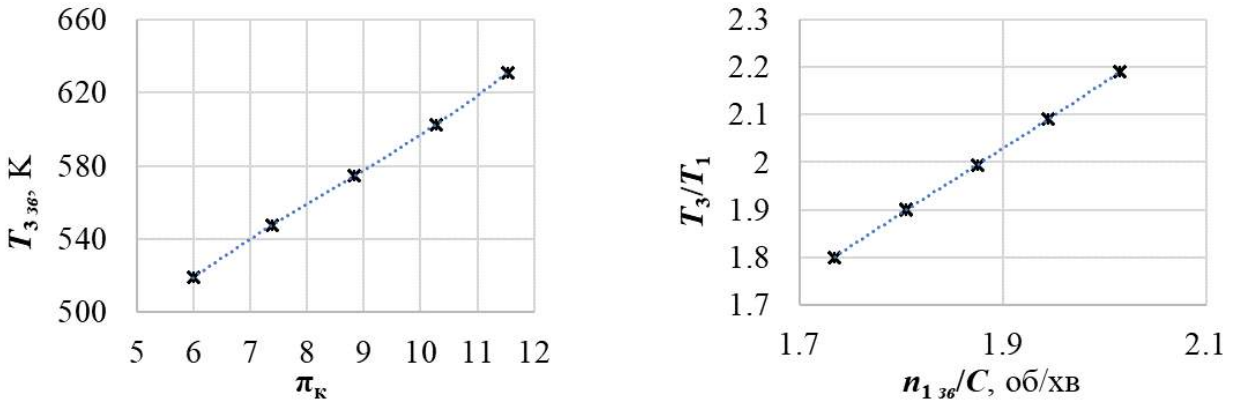

Рис. 4.3 – Регресійні моделі температури T_3 за компресором

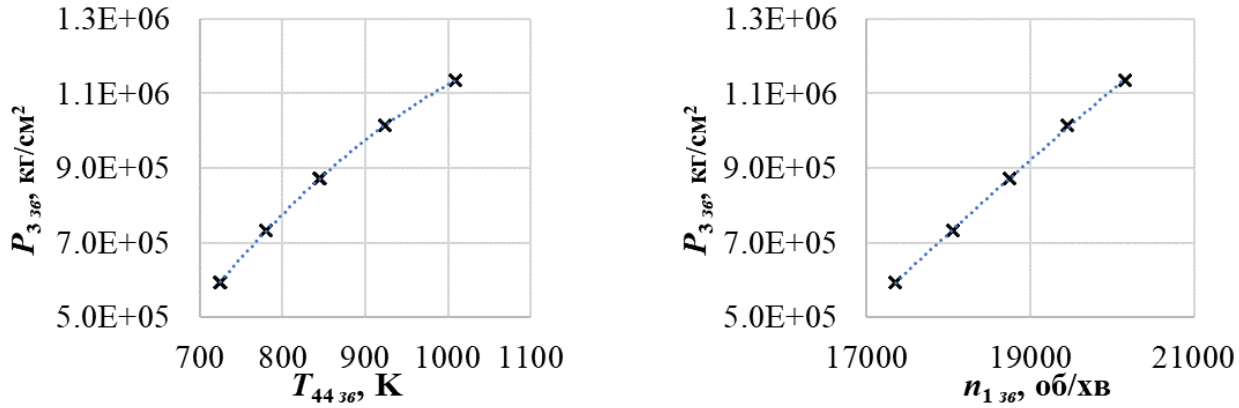

Рис. 4.4 – Регресійні моделі тиску P_3 за компресором

Задля компактності подання результати обчислення коефіцієнту R^2 подано у вигляді «дефекту» моделей $(1 - R^2)$. Результати розрахунків для всіх розроблених моделей представлено в табл. 4.2, зеленим виділено найкращі варіанти.

Таблиця 4.2 – Коефіцієнт детермінації регресійних моделей на даних групи *Б*

Альтернативний склад	**Параметр аргумент**	**Розширений 2**	**Розширений 1**	**Скорочений 1**	**Скорочений 2**
Температура на вході до робочого колеса 1-го ступеня ТК, T_{41}	$n_{1\,зв}$	$8.55 \cdot 10^{-4}$	$8.55 \cdot 10^{-4}$	$8.55 \cdot 10^{-4}$	$8.55 \cdot 10^{-4}$
	$\pi_К$	$1.63 \cdot 10^{-3}$	$1.63 \cdot 10^{-3}$	$1.63 \cdot 10^{-3}$	–
Температура на виході з компресора, T_3	$n_{1\,зв}$	–	–	$7.92 \cdot 10^{-4}$	$7.92 \cdot 10^{-4}$
	$\pi_К$	–	–	$1.09 \cdot 10^{-3}$	–
Повний тиск повітря на виході з компресора, P_3	$n_{1\,зв}$	–	–	–	$1.03 \cdot 10^{-3}$
	$T_{44\,зв}$	–	–	–	$6.24 \cdot 10^{-4}$

Оскільки різниця в значення коефіцієнта R^2 несуттєва, вибір моделей-кандидатів для подальшого аналізу на цьому етапі не є очевидним. Якщо для моделей температур T_{41} і T_3 переможцем є аргумент $n_{1\,зв}$, то для моделі тиску P_3 кращий результат дає аргумент $T_{44\,зв}$. Проте, з огляду на збільшення інструментальної похибки при додаванні нового вимірювання та невелику різницю в коефіцієнтах R^2, перевагу слід зробити на користь аргументу $n_{1\,зв}$. Отже, остаточно прийнято такі моделі-кандидати: $T_{41} = f(n_{1\,зв})$; $T_3 = f(n_{1\,зв})$; $P_3 = f(n_{1\,зв})$.

4.1.2 Фільтрація моделей на базі термодинамічних співвідношень

Моделі на базі термодинамічних співвідношень за своєю структурою є дворівневими, а їх узагальнення набуває такого вигляду: $z = f(y; C(y))$. Через це їх фільтрацію доцільно проводити виключно за точністю визначення кінцевого невимірюваного параметра z. Оцінка моделей на рівні проміжних коефіцієнтів $C(y)$ є структурно некоректною, оскільки ігнорує неоднакову чутливість рівнянь до різних параметрів та явище взаємної компенсації похибок у випадку, коли до складу моделі одного невимірюваного параметра входить кілька коефіцієнтів. Це призводить до розриву між математичною абстракцією та реальним фізичним змістом, створюючи ризик хибного відкидання адекватних моделей.

Як і в разі регресійних, навчання всіх альтернативних термодинамічних моделей (визначення моделей коефіцієнтів $C(y)$) виконано на даних групи *А* (додаток 1). Розрахунок коефіцієнтів детермінації на даних групи Б зроблено для всіх запропонованих моделей невимірюваних параметрів, а відбраковування неконкурентних варіантів виконано окремо для кожного з наборів вимірювання з урахуванням повторюваності моделей. Табл. 4.3 містить значення «дефектів» моделей температур T_{41} і T_4 для складу вимірюваних параметрів «розширений 2».

Таблиця 4.3 – $(1 - R^2)$ термодинамічних моделей на даних групи *Б*: склад вимірювань «розширений 2»

Вектор навантажень	**Коефіцієнти моделі**	**Аргументи моделей (вектор вимірювань Y)**					
		$f(n_{1\ зв})$	$f(P_{3\ зв})$	$f(T_{3\ зв})$	$f(T_{44\ зв})$	$f(T_{5\ зв})$	$f(W_{f\ зв})$
n_1	-	+	-	-	-	-	-
P_3	-	-	+	-	-	-	-
T_3	-	-	-	+	-	-	-
T_{41}	C_0	$2{,}20\cdot10^{-6}$	$4{,}70\cdot10^{-7}$	$8{,}74\cdot10^{-7}$	$9{,}85\cdot10^{-7}$	$4{,}14\cdot10^{-6}$	$1{,}28\cdot10^{-6}$
T_4	$C_{I.1}$	$3{,}37\cdot10^{-2}$	$5{,}66\cdot10^{-2}$	$3{,}28\cdot10^{-2}$	$3{,}21\cdot10^{-2}$	$2{,}71\cdot10^{-2}$	$3{,}40\cdot10^{-2}$
	$C_{I.2}$	$3{,}22\cdot10^{-3}$	$3{,}69\cdot10^{-3}$	$3{,}52\cdot10^{-3}$	$3{,}80\cdot10^{-3}$	$4{,}37\cdot10^{-3}$	$2{,}97\cdot10^{-3}$
	$C_{I.3.1}$; $C_{I.3.2}$	$7{,}15\cdot10^{-1}$	$6{,}64\cdot10^{-1}$	$5{,}55\cdot10^{-1}$	$6{,}17\cdot10^{-1}$	$5{,}98\cdot10^{-1}$	$6{,}14\cdot10^{-1}$
	$C_{I.4.1}$; $C_{I.4.2}$; $C_{I.4.3}$	$4{,}70\cdot10^{-3}$	$4{,}39\cdot10^{-3}$	$1{,}98\cdot10^{-2}$	$2{,}81\cdot10^{-3}$	$6{,}53\cdot10^{-2}$	$3{,}10\cdot10^{-3}$
	$C_{I.5}$	$3{,}15\cdot10^{-3}$	$4{,}37\cdot10^{-3}$	$5{,}79\cdot10^{-4}$	$1{,}92\cdot10^{-4}$	$1{,}07\cdot10^{-3}$	$1{,}83\cdot10^{-3}$
	$C_{I.5.1}$; $C_{I.5.2}$	$6{,}74\cdot10^{-2}$	$3{,}61\cdot10^{-2}$	$3{,}45\cdot10^{-2}$	$4{,}35\cdot10^{-2}$	$5{,}92\cdot10^{-1}$	$4{,}84\cdot10^{-2}$
	$C_{I.6}$	$3{,}22\cdot10^{-3}$	$3{,}69\cdot10^{-3}$	$3{,}52\cdot10^{-3}$	$3{,}80\cdot10^{-3}$	$4{,}37\cdot10^{-3}$	$2{,}97\cdot10^{-3}$
	$C_{I.6.1}$; $C_{I.6.2}$	$2{,}03\cdot10^{7}$	$5{,}57\cdot10^{6}$	$1{,}14\cdot10^{4}$	$1{,}63\cdot10^{5}$	$5{,}02\cdot10^{6}$	$5{,}08\cdot10^{10}$

У даній та наступних таблицях прийнято такі позначення:

– курсивом виділено неконкурентні варіанти моделей – вони мають найбільший дефект (розкид розрахункових точок відносно апроксимуючої кривої);

– сірим кольором виділено модель температури $T_4 = f(y, C_{I.6})$, яка за формою запису є ідентичною до моделі $T_4 = f(y, C_{I.2})$, і тому вона не розглядається;

– зелений колір відповідає найкращій моделі, червоний – найгіршій з найбільшим значенням дефекту, а виокремлення найкращого кандидату зроблено для окремих груп моделей по кожному з невимірюваних параметрів, z_i.

З табл. 4.3 видно що модель температури T_{41} з коефіцієнтом C_0 має досить близькі значення $(1 - R^2)$ для всіх вимірюваних параметрів-аргументів, а найкращий результат забезпечується при аргументах $P_{3\,зв}$ і $T_{3\,зв}$. Однак, наперед неможливо сказати, який з аргументів забезпечить мінімальну інструментальну похибку та робастність, тому в цьому випадку прийнято рішення залишити моделі коефіцієнта C_0 за всіма аргументами для подальшого аналізу.

З моделей коефіцієнтів для визначення температури T_4 (вона входить до моделі температури T_{41}) однозначно кращою є модель $T_{4\,зв} = f(T_{3\,зв}; C_{I.5})$ при аргументах $T_{3\,зв}$, $T_{44\,зв}$, $T_{5\,зв}$, $W_{f\,зв}$. Наступними за точністю йдуть одразу дві моделі – одна з них з $T_{4\,зв} = \mathrm{f}(T_{44\,зв}; C_{I.2})$, інша – $T_{4\,зв} = f(P_1; P_3; T_{3\,зв}; T_{44\,зв}; C_{I.4.1}; C_{I.4.2}; C_{I.4.3})$. З огляду на альтернативні склади вимірювань можна зробити такий висновок:

– для наборів «розширений 2» і «розширений 1» слід обрати модель $T_{4\,зв} = f(T_{3\,зв}; C_{I.5})$;

– для наборів «скорочений 1» і «скорочений 2» моделі $T_{4\,зв} = f(T_{3\,зв}; C_{I.5})$, $T_{4\,зв} = f(P_1; P_3; T_{3\,зв}; T_{44\,зв}; C_{I.4.1}; C_{I.4.2}; C_{I.4.3})$ не можуть бути застосовані через відсутність вимірювання температури T_3 за компресором, отже для цих наборів слід вибрати модель $T_{4\,зв} = \mathrm{f}(T_{44\,зв}; C_{I.2})$.

Табл. 4.4 містить значення «дефектів» моделей температур T_{41}, T_4, T_3 для складу вимірюваних параметрів «скорочений 1».

Таблиця 4.4 – $(1-R^2)$ термодинамічних моделей на даних групи *Б*: склад вимірювань «скорочений 1»

Вектор навантажень	**Коефіцієнти моделі**	**Аргументи моделей (вектор вимірювань Y)**					
		$f(n_{1\ зв})$	$f(P_{3\ зв})$	$f(T_{3\ зв})$	$f(T_{44\ зв})$	$f(T_{5\ зв})$	$f(W_{f\ зв})$
$\boldsymbol{n_1}$	-	+	-	-	-	-	-
$\boldsymbol{P_3}$	-	-	+	-	-	-	-
$\boldsymbol{T_3}$	$C_{III.6}$	$4{,}24\cdot10^{-3}$	$5{,}24\cdot10^{-3}$	-	$7{,}72\cdot10^{-3}$	-	$5{,}65\cdot10^{-3}$
	$C_{III.3}$	$1{,}28\cdot10^{-2}$	$2{,}92\cdot10^{-2}$	-	$1{,}72\cdot10^{-2}$	-	$1{,}89\cdot10^{-2}$
	$C_{I.2}$; $C_{I.3.1}$; $C_{III.8.2}$	*56,5*	*16,3*	-	*16,0*	-	*16,9*
	$C_{III.10}$	*4,20*	$2{,}21\cdot10^{-1}$	-	$5{,}79\cdot10^{-1}$	-	$9{,}24\cdot10^{-1}$
$\boldsymbol{T_{41}}$	C_0	$2{,}20\cdot10^{-6}$	$4{,}70\cdot10^{-7}$	-	$9{,}85\cdot10^{-7}$	-	$1{,}28\cdot10^{-6}$
$\boldsymbol{T_4}$	$C_{III.1}$	$2{,}83\cdot10^{-3}$	$2{,}92\cdot10^{-3}$	-	$2{,}80\cdot10^{-3}$	-	$2{,}92\cdot10^{-3}$
	$C_{I.2}$	$3{,}22\cdot10^{-3}$	$3{,}69\cdot10^{-3}$	-	$3{,}80\cdot10^{-3}$	-	$2{,}97\cdot10^{-3}$

З табл. 4.4 видно, що моделями-претендентами є:

– для температури за компресором – $T_{3\ зв} = f(T_{44\ зв};C_{III.6})$;

– для температури перед на вході в турбіну – $T_{4\ зв} = f(T_{44\ зв};P_1;P_3;C_{III.1})$.

Табл. 4.5 містить значення «дефектів» моделей температур T_{41}, T_4, T_3, P_3 для складу вимірюваних параметрів «скорочений 2».

Таблиця 4.5 – $(1-R^2)$ термодинамічних моделей на даних групи *Б*: склад вимірювань «скорочений 2»

Вектор навантажень	**Коефіцієнти моделі**	**Аргументи моделей (вектор вимірювань Y)**					
		$f(n_{1\ зв})$	$f(P_{3\ зв})$	$f(T_{3\ зв})$	$f(T_{44\ зв})$	$f(T_{5\ зв})$	$f(W_{f\ зв})$
$\boldsymbol{n_1}$	-	+	-	-	-	-	-
$\boldsymbol{P_3}$	$C_{IV.10.1}$	*2,12*	-	-	*2,09*	-	*2,19*
	$C_{IV.10.2}$	$1{,}47\cdot10^{-3}$	-	-	$1{,}39\cdot10^{-2}$	-	$1{,}99\cdot10^{-2}$
	$C_{IV.11}$	*2,67*	-	-	$9{,}77\cdot10^{-1}$	-	$8{,}36\cdot10^{-1}$
	$C_{IV.12}$	$4{,}43\cdot10^{-2}$	-	-	$2{,}23\cdot10^{-2}$	-	$2{,}25\cdot10^{-2}$
$\boldsymbol{T_3}$	$C_{III.6}$	$4{,}24\cdot10^{-3}$	-	-	$7{,}72\cdot10^{-3}$	-	$5{,}65\cdot10^{-3}$
	$C_{IV.7}$	$2{,}27\cdot10^{-3}$	-	-	$5{,}84\cdot10^{-3}$	-	$1{,}57\cdot10^{-2}$
$\boldsymbol{T_{41}}$	C_0	$2{,}20\cdot10^{-6}$	-	-	$9{,}85\cdot10^{-7}$	-	$1{,}28\cdot10^{-6}$
$\boldsymbol{T_4}$	$C_{IV.1}$	$2{,}44\cdot10^{-3}$	-	-	$3{,}25\cdot10^{-3}$	-	$4{,}70\cdot10^{-3}$
	$C_{I.2}$	$3{,}22\cdot10^{-3}$	-	-	$3{,}80\cdot10^{-3}$	-	$2{,}97\cdot10^{-3}$
	$C_{IV.3}$; $C_{I.3.2}$	$9{,}25\cdot10^{-1}$	-	-	$6{,}31\cdot10^{-1}$	-	$6{,}24\cdot10^{-1}$
	$C_{I.4.2}$; $C_{IV.1.4}$; $C_{I.4.3}$	*5,29*	-	-	*4,19*	-	*4,04*

Аналіз табл. 4.5 дає такі моделі- претенденти:

– для тиску за компресором – $P_{3\ зв} = f(P_{2\ зв};C_{IV.10.2})$;

– для температури за компресором – $T_3 = f(T_2;C_{IV.7})$;

– для температури на вході в турбіну – $T_{4\,зв} = f(T_{44\,зв}; C_{IV.1})$.

4.2 Визначення складових інтегрального критерію якості $J_{Quality}$

4.2.1 Вагова функція режиму

Вимоги до визначення вагової функції W_Σ, яка враховує внесок окремих режимів в загальне пошкодження контрольованої деталі, сформульовано в підрозділі 2.2.3. Основним параметром, за яким вона визначається, є відношення пошкодження деталі на поточному режимі роботи двигуна до сумарного пошкодження цієї ж деталі, що накопичується за весь політ. Для турбовального двигуна типу ТВ3-117 вертолітного застосування можна зробити припущення, що сумарне накопичене пошкодження дисків турбіни відповідає пошкодженню, спричиненому звітним режимом роботи – це було показано в підрозділі 2.2.2 (див. табл. 2.1). Отже, постає задача обчислення пошкоджень на довільному режимі перевірочних груп даних *Б* і *В*. Прямий аналіз термонапруженого стану дика турбіни із залученням «еталонних» скінченно-елементних моделей з подальшим застосуванням формули Менсона (1.15) для розрахунку кількості циклів до руйнування та відповідного пошкодження не є доцільним через складність і велику кількість даних перевірочних груп – групи *Б* і *В* разом налічують 2016 режимів. Щоб подолати цю перешкоду, термонапружений стан було визначено для режимів, які утворюють п’ять типових польотних циклів ТПЦ 1, …, ТПЦ 5 (див. табл. 2.1). Для кожного окремого режиму було змодельовано ситуацію штатного запуску двигуна та виходу на досліджуваний режим із подальшим штатним вимиканням, при чому всі інші режими відкидались, окрім тих, що відповідають запуску та прогріванню двигуна перед польотом. Далі для кожного з аналізованих режимів за максимальними еквівалентними напруженнями та відповідною температурою в критичній точці диска турбіни було знайдено кількість циклів до руйнування. Загальна кількість обчислених таким чином режимів становить 45 і охоплює весь можливий діапазон роботи двигуна. Розподіл відносного пошкодження $D(\lambda)/D_{\max}$ за режимами типових польотних циклів подано на рис. 4.5.

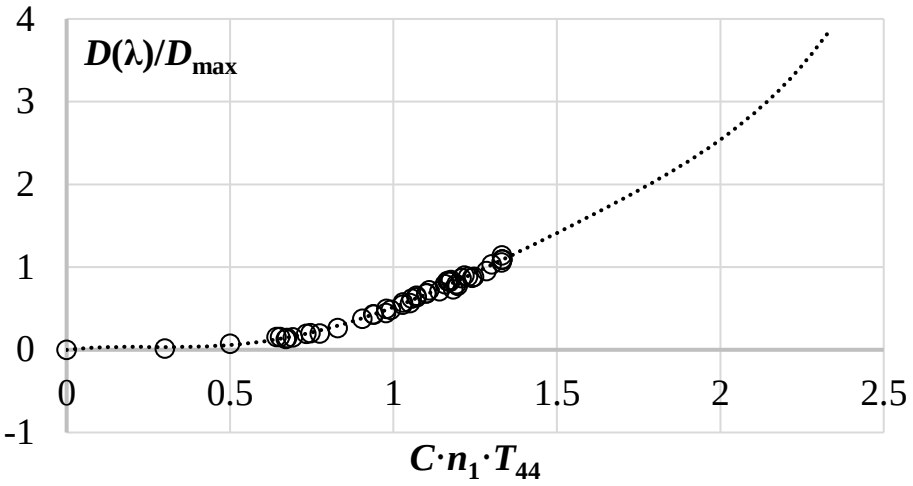

Рис. 4.5 – Розподіл відносного пошкодження диска ТК за режимами ТПЦ

Маючи розподіл відносного пошкодження диска за обмеженою кількістю режимів, що охоплюють загальний робочий діапазон двигуна, їх можна екстраполювати на інші 2016 режимів перевірочних груп *Б* і *В* у вигляді поліноміальної залежності. Для збереження фізичного змісту пошкоджень (відсутність від'ємних значень) при їх апроксимації поліномом високого рівня до розрахованих даних додано точку з координатами (0;0). Отриманий таким чином поліном, шо пов'язує відносне пошкодження диска ТК із режимними параметрами, має вигляд (гладка крива на рис. 4.5):

$$\frac{D(\lambda)}{D_{\max}} = -1.821\cdot 10^{-3} + 5.041\cdot 10^{-1}x - 2.359x^2 + 4.197x^3 - 2.241x^4 + \\ +4.139\cdot 10^{-1}x^5. \qquad (4.7)$$

4.2.2 Обчислення наскрізної чутливості пошкодження $\mathbf{A}_\lambda$ *до зміни параметрів навантаження* **Z**

Згідно з формулою (1.75), вектор $\mathbf{A}_\lambda$ наскрізної чутливості пошкодження до зміни параметрів навантаження Z визначається двома складовими – матрицею впливу $\mathbf{J}_{SZ}(\lambda_k)$ параметрів навантаження на термонапружений стан критичної точки в околиці *k*-го режиму роботи двигуна та градієнтом пошкодження $\mathrm{grad}D(S)_\lambda$ по параметрах стану *S*. Градієнт $\mathrm{grad}D(S)_\lambda$ визначено за формулами (1.52) – (1.57). Вплив невизначеності фізико-механічних властивостей матеріалів у даному

дослідженні не враховувався, оскільки головною метою роботи є не розрахунок абсолютного значення ресурсу диска турбіни, а оцінка сумарного впливу похибок багаторівневої моніторингової моделі на точність його визначення. З огляду на те, що похибка задання властивостей матеріалів діє як систематична складова, однакова для всіх досліджуваних структур, і є інваріантною щодо обраного набору вимірюваних параметрів, під час порівняльного аналізу вона була обґрунтовано знехтувана. З метою зменшення кількості обчислень даний градієнт пораховано за зазначеними формулами для даних перевірочної групи *Б*, яка відповідає стану нового двигуна та містить 170 режимів. Для екстраполяції розрахованих таким чином значень градієнту grad$D(S)_\lambda$ на дані групи В (1848 режимів з деградацією вузлів двигуна) їх було апроксимовано поліноміальними залежностями від режимного параметру $x = C{\cdot}n_1T_{44}$ з розмежуванням на діапазони (рис. 4.6) таким чином, щоб забезпечити гладкість функції grad$D(S) = f(x)$:

$$\frac{\partial N_f}{\partial \sigma} = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + a_4 x^4; \quad \frac{\partial N_f}{\partial t} = b_0 + b_1 x + b_2 x^2 + b_3 x^3 + b_4 x^4. \qquad (4.8)$$

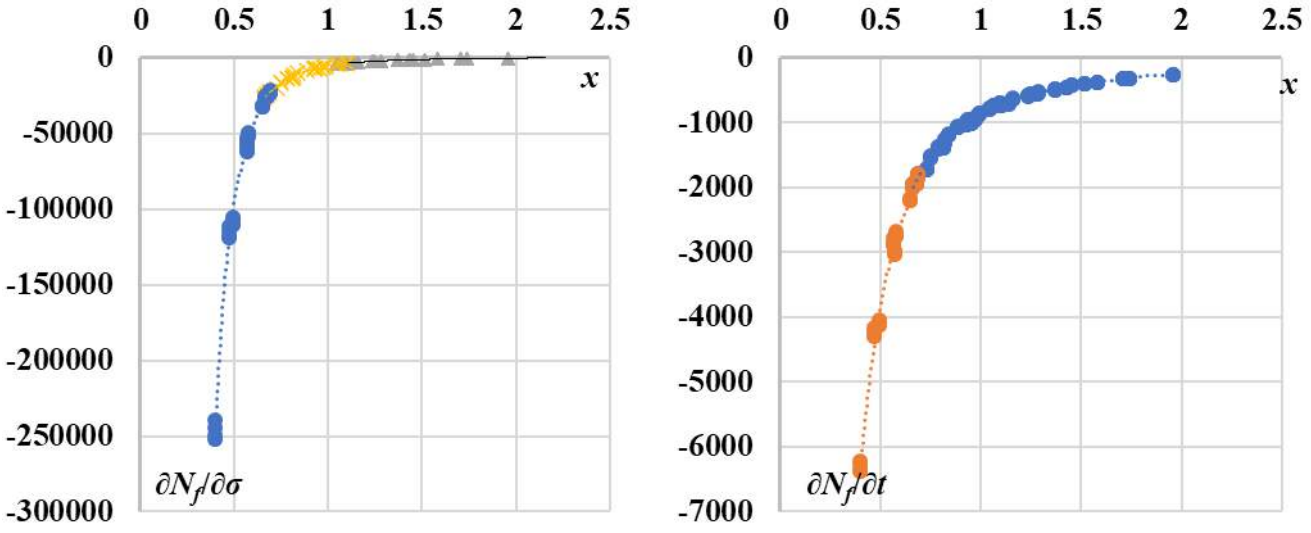

Рис. 4.6 – Ідентифікація часткових похідних $\partial N_f/\partial\sigma$, $\partial N_f/\partial t$

Коефіцієнти поліномів, отриманих у результаті ідентифікації залежностей (4.8) на даних групи *Б*, подано в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Коефіцієнти залежностей (4.8)

Часткова похідна	Діапазон x	a_0; b_0	a_1; b_1	a_2; b_2	a_3; b_3	a_4; b_4
$\frac{\partial N_f}{\partial \sigma}$	$x < 0.67$	$-8{,}958\cdot10^{6}$	$5{,}791\cdot10^{7}$	$-1{,}437\cdot10^{8}$	$1{,}604\cdot10^{8}$	$-6{,}752\cdot10^{7}$
	$0.67 \le x < 1.1$	$-2{,}848\cdot10^{5}$	$7{,}427\cdot10^{5}$	$-6{,}677\cdot10^{5}$	$2{,}045\cdot10^{5}$	-
	$1.1 \le x$	$-5{,}445\cdot10^{4}$	$1{,}017\cdot10^{5}$	$-7{,}221\cdot10^{4}$	$2{,}254\cdot10^{4}$	$-2{,}548\cdot10^{3}$
$\frac{\partial N_f}{\partial t}$	$x < 0.67$	$-4{,}438\cdot10^{4}$	$1{,}787\cdot10^{5}$	$-2{,}629\cdot10^{5}$	$1{,}353\cdot10^{5}$	-
	$0.6 \le x$	$-1{,}131\cdot10^{4}$	$2{,}638\cdot10^{4}$	$-2{,}488\cdot10^{4}$	$1{,}069\cdot10^{4}$	$-1{,}732\cdot10^{3}$

Формування матриці впливу $\mathbf{J}_{SZ}(\lambda_k)$ параметрів навантаження на термонапружений стан у критичній точці контрольованої деталі зроблено за таким же механізмом – для всіх режимів групи *Б* проведено аналіз термонапруженого стану диска турбіни з використанням еталонної скінченно-елементної моделі. Розрахунки проведено в кілька етапів. На першому етапі для кожного режиму отримано вектор номінального термонапруженого стану деталі $\mathbf{S}_0$, який відповідає номінальному вектору параметрів навантаження $\mathbf{Z}_0(\lambda_k)$. На другому етапі кожному з параметрів навантаження було по черзі задано прирощення в один відсоток від номінального значення на поточному режимі $\mathbf{Z}_i^* = \mathbf{Z}_0(\lambda_k) + \Delta z_i$ і розраховано відповідну реакцію $\mathbf{S}^* = (\sigma^*, t^*)$ скінченно-елементної моделі. Застосовуючи формулу (1.73) до отриманих результатів розрахунків, визначено часткові похідні еквівалентних напружень і температури $\partial S/\partial z_i$ критичної точки диска за параметрами навантаження. Розподіл розрахованих значень цих похідних за режимами групи *Б* показано на рис. 4.7, а результат їх апроксимації поліномами другого порядку – в табл. 4.7.

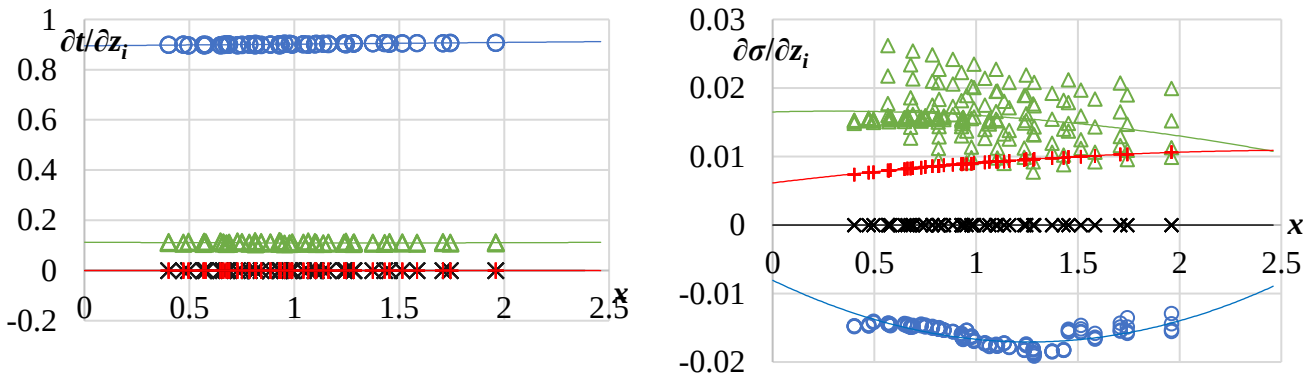

Рис. 4.7 – Ідентифікація часткових похідних $\partial t/\partial z_i$, $\partial \sigma/\partial z_i$

Таблиця 4.7 – Коефіцієнти поліномів для похідних $\partial t/\partial z_i$, $\partial \sigma/\partial z_i$

Часткова похідна	Коефіцієнти поліномів		
	a_0	a_1	a_2
$\partial t/\partial T_3$	$8.951\cdot10^{-1}$	$6.516\cdot10^{-3}$	$7.458\cdot10^{-5}$
$\partial t/\partial T_{41}$	$1.126\cdot10^{-1}$	$-4.355\cdot10^{-3}$	$1.694\cdot10^{-3}$
$\partial t/\partial P_3$	$-9.672\cdot10^{-6}$	$3.490\cdot10^{-6}$	$-1.186\cdot10^{-6}$
$\partial t/\partial n_1$	$-2.255\cdot10^{-4}$	$-9.270\cdot10^{-6}$	$-2.370\cdot10^{-5}$
$\partial \sigma/\partial T_3$	$-8.063\cdot10^{-3}$	$-1.428\cdot10^{-2}$	$5.661\cdot10^{-3}$
$\partial \sigma/\partial T_{41}$	$1.65\cdot10^{-2}$	$7.623\cdot10^{-4}$	$-1.259\cdot10^{-3}$
$\partial \sigma/\partial P_3$	$-4.122\cdot10^{-6}$	$9.852\cdot10^{-6}$	$-6.079\cdot10^{-6}$
$\partial \sigma/\partial n_1$	$6.142\cdot10^{-3}$	$3.571\cdot10^{-3}$	$-6.652\cdot10^{-4}$

Таким чином, отримано прості поліноміальні залежності для обчислення вектору наскрізної чутливості пошкодження до зміни параметрів навантаження, які в подальшому застосовано для аналізу методичних, інструментальних похибок і робастності на групах даних *Б* і *В*.

4.2.3 Складові інструментальної похибки

Коефіцієнт впливу $\partial z/\partial y_i$ *i*-го датчика на шуканий параметр z формує інструментальну складову похибки моніторингових моделей невимірюваних параметрів. Для моделей, що мають просту форму запису (регресійні моделі), він може бути визначений аналітично, але для багаторівневих термодинамічних моделей це ускладняється наявністю вимірюваних параметрів як в записі самих моделей, так і в моделях коефіцієнтів $z = f(y_i, C(y_j)) = F(\mathbf{Y})$. Тому прийнято рішення для всіх розроблених у розділі 3 моделей визначити ці коефіцієнти впливу чисельно шляхом почергового відхилення кожного з вимірювань, що входять до конкретної моделі $z = F(\mathbf{Y})$. Варто зазначити, що у випадку, коли модель невимірюваного параметру отримано в зведених координатах, типу $z_{зв} = F(\mathbf{Y}_{зв})$, то перед тим, як визначати чутливості, до таких моделей спочатку застосовано зворотне зведення. Отже часткові похідні $\partial z/\partial y_i$ було знайдено для залежностей, перетворених до вигляду $z = F(\mathbf{Y}_{зв})\cdot K_{зв\,z}^{-1}$ (див. підрозділ 3.3.).

Аналіз робіт з діагностики двигунів показує, що доступна інформація про інструментальні похибки вимірюваних параметрів значно відрізняється в різних

авторів (табл. 4.8). Після аналізу наявної інформації прийняті значення СКВ для подальших розрахунків інструментальної похибки також зведено в табл. 4.8.

Таблиця 4.8 – СКВ похибок вимірюваних параметрів двигуна (%)

Джерело	**Вимірюваний параметр**							
	P_1	P_3	T_1	T_3	T_{44}	T_5	n_1	W_f
[5]	0,5	0,5	0,5	–	–	–	0,25	–
[6]	–	0,5	–	0,75	–	0,75	0,25	–
[7]	–	–	–	–	0,53	–	–	1,5
[8]	–	–	–	–	0,2	0,2	0,08	–
[9]	–	0,46	–	–	0,52	0,52	–	0,5
[10]	–	0,33	–	0,267	–	0,33	–	0,67
[11]	–	0,66	–	–	–	0,04	0,042	0,5
[12]	–	0,133	–	–	–	–	0,08	0,67
[13]	–	–	–	–	0,48	0,48	0,33	–
[14]	–	0,5	–	0,75	0,5	0,67	–	0,67
[15]	0,5	–	–	–	0,75	–	0,25	–
[16]	–	–	–	–	–	0,44	–	0,65
[17]	–	–	–	–	–	0,011	–	–
[18]	0,5	–	0,75	0,5	0,75	0,75	0,25	1
[19]	–	–	–	–	0,15	–	0,2	–
[20]	–	–	–	–	0,01	–	0,2	–
Прийняте значення	**0,2**	**0,2**	**0,2**	**0,2**	**0,25**	**0,25**	**0,05**	**0,5**

4.3 Порівняння комбінацій «(склад вимірювань)×(метод)×(модель)» за загальним критерієм якості $J_{Quality}$

Застосуємо розроблений критерій якості, $J_{Quality}$, до відібраних моделей-претендентів, прийнявши $\gamma = 1$ (див. формулу (1.83)). Для більш детального аналізу виокремимо методичну та інструментальну похибки зі складу загального критерію точності J_{acc}. Тоді загальну точність моделей визначатимемо за формулою (1.80), а для оцінки методичної J_{method} та інструментальної J_{instr} складових перетворимо її до виглядів:

$$J_{method}\left(\mathbf{Y}\right) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{K} W_{\Sigma}\left(\lambda_k\right) \cdot \left(\mathbf{A}_k \cdot \Delta\mathbf{Z}_{model\,k}\right)^2}{\sum_{k=1}^{K} W_{\Sigma}\left(\lambda_k\right)}}; \qquad (4.9)$$

$$J_{instr}\left(\mathbf{Y}\right)=\sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{K}W_{\Sigma}\left(\lambda_k\right)\cdot\left(\sigma_{D\,instr\,k}\right)^2}{\sum_{k=1}^{K}W_{\Sigma}\left(\lambda_k\right)}}\,. \tag{4.10}$$

Розраховані значення зазначених критеріїв для регресійних моделей зведено в табл. 4.9.

Таблиця 4.9 – Критерії точності, робастності й якості для регресійних моделей

Альтернативний склад		**Розширений 1, 2**	**Скорочений 1**	**Скорочений 2**	
Модель невимірюваного параметру Y	Температура на вході до робочого колеса 1-го ступеня ТК, T_{41}	$T_{41} = f(n_{1\,зв})$	$T_{41} = f(n_{1\,зв})$	$T_{41} = f(n_{1\,зв})$	$T_{41} = f(n_{1\,зв})$
	Температура на виході з компресора, T_3	–	$T_3/T_1 = f(n_{1\,зв})$	$T_3/T_1 = f(n_{1\,зв})$	$T_3/T_1 = f(n_{1\,зв})$
	Повний тиск повітря на виході з компресора, P_3	–	–	$P_{3\,зв} = f(n_{1\,зв})$	$P_{3\,зв} = f(T_{44\,зв})$
J_{metod}		*4556*	*4945*	*4955*	*4957*
J_{instr}		*3354*	*3234*	*3241*	*3251*
J_{acc}		**5657**	**5908**	**5921**	**5928**
J_{rob}		**28618**	**29648**	**29668**	**29989**
$J_{Qualituy}$		**34275**	**35556**	**35590**	**35917**

З таблиці вище видно, що в разі застосування регресійних моделей у алгоритмах моніторингу ресурсу диска ТК різниця за всіма критеріями між альтернативними складами вимірювань майже відсутня. Також слід зазначити, що склади вимірювань «розширений 1» і «розширений 2» абсолютно ідентичні за своїми моделями невимірюваних параметрів та їх показником якості, отже, за отриманими результатами, склад «розширений 2» не має переваги перед складом «розширений 1», натомість має додатковий вимірюваний параметр. Це підвищує складність і вартість загальної системи вимірювань двигуна в цілому, тому склад «розширений 2» у даному випадку слід виключити.

Вибір найкращих з моделей-кандидатів, основаних на термодинамічних співвідношеннях, виконаємо в два етапи: спочатку кращий вибір по кожному зі складів вимірювань, а потім вже порівняння складів вимірювань між собою. Це спричинено великою комбінацією аргументів у внутрішніх моделях коефіцієнтів

$C(y_i)$. З огляду на незначну відмінність «дефектів» моделей температури T_{41} (див. табл. 4.3), логічним буде припустити, що застосування однакового аргументу для внутрішніх моделей коефіцієнтів, які входять до залежностей температур T_{41} і T_4, дозволить зменшити внесок інструментальної похибки в критерій точності. Але для обґрунтування цього припущення додамо до порівняння комбінацію з найкращими аргументами для моделей коефіцієнтів зазначених температур.

Результати обчислення критеріїв точності, робастності та якості для всіх складів вимірюваних параметрів представлено в табл. 4.10 – 4.12.

Найкращою моделлю температури газу перед робочою лопаткою ТК для складу вимірювань «розширений 2» є залежність вигляду $T_{41} = f(T_3;\ C_0(T_{5\,зв});\ C_{I.5}(T_{5\,зв}))$, яка формується рівняннями (3.15), (3.34), (3.35), але слід зауважити, що така точність досягається з використанням температури $T_{5\,зв}$ газу на виході з СТ у якості аргументу моделей коефіцієнтів. У разі відсутності вимірювання зазначеної температури найближча краща точність забезпечується при використанні температури $T_{44\,зв}$ як аргументу для моделей обох коефіцієнтів – C_0 і $C_{I.5}$.

Таблиця 4.10 – Якість моделей при різних аргументах для складу вимірювань «розширений 2»

Модель	$T_{41} = f(T_3;$ $C_0(T_{3\,зв});$ $C_{I.5}(T_{3\,зв}))$	$T_{41} = f(T_3;$ $C_0(T_{44\,зв});$ $C_{I.5}(T_{44\,зв}))$	$T_{41} = f(T_3;$ $C_0(T_{5\,зв});$ $C_{I.5}(T_{5\,зв}))$	$T_{41} = f(T_3;$ $C_0(W_{f\,зв});$ $C_{I.5}(W_{f\,зв}))$	$T_{41} = f(T_3;$ $C_0(n_{1\,зв});$ $C_{I.5}(T_{44\,зв}))$	$T_{41} = f(T_3;$ $C_0(P_{3\,зв});$ $C_{I.5}(T_{44\,зв}))$	$T_{41} = f(T_3;$ $C_0(n_{1\,зв});$ $C_{I.5}(W_{f\,зв}))$	$T_{41} = f(T_3;$ $C_0(n_{1\,зв});$ $C_{I.5}(n_{1\,зв}))$
J_{method}	*1764*	*3489*	*2255*	*3613*	*3687*	*3527*	*3806*	*8107*
J_{instr}	*4010*	*3733*	*4318*	*3658*	*3735*	*3738*	*3658*	*3680*
J_{acc}	4381	5110	4871	5142	5248	5139	5279	8903
J_{rob}	25076	16656	9679	21835	16899	16647	22004	31945
$J_{Quality}$	29457	21766	14550	26977	22147	21786	27283	40849

Таблиця 4.11 – Якість моделей при різних аргументах для складу вимірювань «скорочений 1»

Група моделей	$T_{41} = f(T_1; T_{44}; P_1; P_3;$ $C_0(T_{44\,зв}); C_{III.1}(T_{44\,зв}))$ $T_3 = f(C_{III.6}(n_{1\,зв}))$	$T_{41} = f(T_1; T_{44}; P_1; P_3;$ $C_0(P_{3\,зв}); C_{III.1}(T_{44\,зв}))$ $T_3 = f(C_{III.6}(n_{1\,зв}))$	$T_{41} = f(T_1; T_{44}; P_1; P_3;$ $C_0(T_{44\,зв}); C_{III.1}(T_{44\,зв}))$ $T_3 = f(C_{III.6}(P_{3\,зв}))$	$T_{41} = f(T_1; T_{44}; P_1; P_3;$ $C_0(P_{3\,зв}); C_{III.1}(T_{44\,зв}))$ $T_3 = f(C_{III.6}(P_{3\,зв}))$
J_{method}	*8715*	*8752*	*8755*	*8793*
J_{instr}	*4217*	*4226*	*4546*	*4554*
J_{acc}	9681	9719	9865	9902
J_{rob}	31307	31422	31498	31612
$J_{Quality}$	40988	41141	41363	41514

Таблиця 4.12 – Якість моделей при різних аргументах для складу вимірювань «скорочений 2»

Група моделей	$T_{41} = f(T_{44\,зв}; T_1; C_0(T_{44\,зв}); C_{IV.1}(n_{1\,зв}));$ $T_3 = f(T_1; C_{IV.7}(n_{1\,зв}));$ $P_3 = f(P_1; C_{IV.10.2}(n_{1\,зв}))$	$T_{41} = f(T_{44\,зв}; T_1; C_0(T_{44\,зв}); C_{IV.1}(n_{1\,зв}));$ $T_3 = f(T_1; C_{IV.7}(n_{1\,зв}));$ $P_3 = f(P_1; C_{IV.10.2}(T_{44\,зв}))$	$T_{41} = f(T_{44\,зв}; T_1; C_0(T_{44\,зв}); C_{IV.1}(n_{1\,зв}));$ $T_3 = f(T_1; C_{IV.7}(n_{1\,зв}));$ $P_3 = f(P_1; C_{IV.10.2}(W_{f\,зв}))$
J_{method}	*7905*	*7884*	*7881*
J_{instr}	*3511*	*3520*	*3505*
J_{acc}	8650	8634	8625
J_{rob}	27153	27431	27083
$J_{Quality}$	35803	36065	35708

Серед складів вимірювань «скорочений 1» і «скорочений 2», на перший погляд несподівано, лідером стає склад з меншою кількістю вимірюваних параметрів, які визначають умови теплового та силового навантаження диска ТК і необхідні для задач моніторингу ресурсу, а саме склад «скорочений 2». Але при детальному аналізі табл. 4.11 і 4.12 стає зрозуміло, що бажання винести якомога більше відомих параметрів двигуна до залежностей $z = f(\mathbf{Y})$ не завжди супроводжується зменшенням методичної похибки та збільшує інструментальну складову. На додачу, моделі-кандидати складу «скорочений 1» виявилися гіршими від моделей складу «скорочений 2» за критерієм робастності. Та це не означає, що для вирішення задач моніторингу ресурсу з двох скорочених складів вимірювань краще буде обмежитись мінімальним – «скорочений 2». Щоб довести це, розрахуємо критерій якості для складу «скорочений 1» (табл. 4.13), застосувавши найкращу комбінацію моделей складу «скорочений 2» (відмічена зеленим кольором в табл. 4.12). Моделі, розроблені для складу «скорочений 2» не суперечать наявним вимірюванням складу «скорочений 1», крім того, зі списку моделей виключається залежність для визначення тиску P_3. Таким чином маємо для складу «скорочений 1» ще одну альтернативну комбінацію моделей з відповідними аргументами:

$$T_{41} = f(T_{44\,зв};\ T_1;\ C_0(T_{44\,зв});\ C_{IV.1}(n_{1\,зв}));\ T_3 = f(T_1;\ C_{IV.7}(n_{1\,зв})).$$

Таблиця 4.13 – Якість додаткових моделей для складу «скорочений 1»

Група моделей	$T_{41} = f(T_{44\,зв};\ T_1;\ C_0(T_{44\,зв});\ C_{IV.1}(n_{1\,зв}));\ T_3 = f(T_1;\ C_{IV.7}(n_{1\,зв}))$;
$\boldsymbol{J_{method}}$	*7876*
$\boldsymbol{J_{instr}}$	*3504*
$\boldsymbol{J_{acc}}$	8620
$\boldsymbol{J_{rob}}$	27027
$\boldsymbol{J_{Quality}}$	**35648**

Порівнюючи табл. 4.13 з даними табл. 4.12 можна констатувати майже однакові значення розробленого критерію якості для обох скорочених складів вимірювань.

Виберемо з усіх альтернативних складів вимірювань найкращі моделі по кожному з методів формування цих моделей та порівняємо їх між собою. Додатково для кращих моделей зі складу «скорочений 1» і «розширений 1» застосуємо метод головних компонент з метою покращення їх стійкості до деградації характеристик вузлів двигуна. Загальне порівняння зазначених комбінацій представлено на рис. 4.8.

Рис. 4.8 – Критерій якості найкращих комбінацій «метод × модель» для всіх складів вимірювань

На рис. 4.8 прийнято такі позначення:

– «*розш.*» – склад вимірювань «розширений»;

– «*скор.*» – склад вимірювань «скорочений»;

– «*терм.*» – моделі $\mathbf{Z} = f(\mathbf{Y})$ на базі термодинамічних співвідношень;

– «*регрес.*» – регресійні моделі $\mathbf{Z} = f(\mathbf{Y})$;

– «*г. комп.*» – застосування методу головних компонент для кращої з моделей $\mathbf{Z} = f(\mathbf{Y})$.

Загальна оцінка комбінацій «вимірювання×метод×модель» за розробленими критеріями точності, робастності та якості показує наступне:

1. Найкращий результат досягається при комбінації складу вимірювань «розширений 2» і моделі $\mathbf{Z} = f(\mathbf{Y})$ (температури газу перед РК ТК), оснований

на термодинамічних співвідношеннях і з аргументами T_5 у внутрішніх моделях коефіцієнтів. Ця комбінація забезпечує найменше значення підсумкового критерію якості $J_{Quality}$ = 4871 + 9679 = 14500, що в 2,3 рази краще, ніж у найближчого конкурента серед регресійних моделей.

2. Для складу вимірювань «розширений 1» зазначена тенденція зберігається, але різниця в критерії $J_{Quality}$ між термодинамічними та регресійними моделями зменшується до 1,5 разів.

3. Для скорочених складів вимірювань різниця в значеннях критерію $J_{Quality}$ між різними моделями майже відсутня – вона становить 0,3% на користь більш простих регресійних моделей.

4. Методична похибка (J_{acc}) моделей $\mathbf{Z} = f(\mathbf{Y})$ слабо залежить від методу їх утворення й зростає зі скороченням кількості вимірюваних параметрів, які формують умови теплового та силового навантаження деталі. Більшою мірою на скорочення вимірювань реагують «термодинамічні» моделі. При відсутності вимірювань температури T_3 за компресором зростання критерію J_{acc} на даних групи *Б* становить приблизно 10% для регресійних моделей і 60% для термодинамічних моделей.

5. Робастність термодинамічних моделей суттєво покращується з переходом від складу вимірювань «скорочений 1» до «розширений 1»: відмінність у критерії J_{rob} становить 37%, а з переходом до складу «розширений 2» сягає 64%.

6. Робастність регресійних моделей майже не залежить від складу вимірювань.

7. Через інваріантність точності й робастності до складу вимірювань загальний критерій якості регресійних моделей покращується лише на 4% в розрахунку між найгіршим і найкращим показниками $J_{Quality}$ цих моделей.

8. Застосування методу головних компонент для найкращої (регресійної) моделі складу «скорочений 1» не тільки не покращує ситуацію, а навпаки, призводить до збільшення інструментальних похибок та, як наслідок, погіршення критерію якості даної моделі. Застосування методу головних

компонент до найкращої (термодинамічної) моделі складу «розширений 1» має незначний вплив на критерій точності, в результаті чого критерій якості покращується лише на 0,14%.

4.4 Висновки за розділом

Згідно з поставленими задачами, в цьому розділі виконано ідентифікацію розроблених моніторингових моделей невимірюваних параметрів і проведено аналіз ефективності їх застосування з різними складами вимірювань із залученням сформульованого критерію якості, який ураховує інструментальні та методичні похибки оцінювання ресурсу, робастність моделей температурного й напруженого станів деталі до зміни технічного стану двигуна й ваговий внесок різних режимів польотного циклу в загальний виробіток ресурсу [21]. Зазначений аналіз ефективності комбінацій «вимірювання × моделі (метод)» проведено для характерного представника основних деталей ГТД – диска турбіни компресора авіаційного турбовального двигуна типу ТВ3-117 – і отримано такі основні результати:

1. Розроблений критерій не є кількісною оцінкою, він забезпечує якісне порівняння альтернативних моделей або складів вимірювань в розрізі їх впливу на кінцевий результат – точність моніторингу ресурсу деталі, враховуючи профіль типового польоту.

2. Для складів вимірювань, з яких виключено температуру T_3 або тиск P_3 і температуру T_3 за компресором, різниця якості термодинамічних і регресійних моделей не перевищує 0,3%; отже, вибір на користь регресійних моделей є очевидним, оскільки останні мають простішу структуру, що є принциповим в задачах моніторингу ресурсу, особливо в разі бортової реалізації алгоритмів.

3. «Нечутливість» термодинамічних моделей у «скорочених» складах вимірювань пояснюється спрощенням їх форми запису до вигляду

$$z = f(y_i;\, C_0(y_i) \approx \varphi(y_i),$$

що фактично є наближенням до регресійних моделей.

4. Для розширених складів вимірювань перевагу мають термодинамічні моделі внаслідок покращення їх стійкості до деградації характеристик вузлів двигуна.

5. Порівняно з впровадженим на двигуні типу ТВ3-117 складом вимірювань, яким є «скорочений 1», додавання вимірювання температури T_3 за компресором покращує критерій робастності на 37%, а додавання ще й температури T_5 – на 64%, причому критерій точності залишається малочутливим до додавання нових вимірювань.

Література до четвертого розділу

1. Curnock, B. *OBIDICOTE program work package 4 steady-state test cases for engine deterioration* / B. Curnock // Rolls Royce report, Document DNS78608, May 2001. – 12 p.
2. Dewallef, P. On-Line Aircraft Engine Diagnostic Using a Soft-Constrained Kalman Filter / P. Dewallef, O. Le´onard, K. Mathioudakis // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. Volume 2: Turbo Expo 2004. Vienna, Austria. June 14–17, 2004. ASME. – P. 585-594. https://doi.org/10.1115/GT2004-53539.
3. Mathioudakis, K. Turbofan Performance Deterioration Tracking Using Nonlinear Models and Optimization Techniques / K. Mathioudakis, P. Kamboukos, A. Stamatis // ASME. J. Turbomach. October 2002. – Vol. 124 (4). – P. 580–587. DOI: https://doi.org/10.1115/1.1512678.
4. Romessis, C. The Use of Probabilistic Reasoning to Improve Least Squares Based Gas Path Diagnostics / C. Romessis, P. Kamboukos, K. Mathioudakis // ASME. J. Eng. Gas Turbines Power. October 2007. – Vol. 129(4). – P. 970–976. https://doi.org/10.1115/1.2436548.
5. Kobayashi, T. Application of a Bank of Kalman Filters for Aircraft Engine Fault Diagnostics / T. Kobayashi, D. L. Simon // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. Volume 1: Turbo Expo 2003.

Atlanta, Georgia, USA. June 16–19, 2003. – P. 461-470. ASME. https://doi.org/10.1115/GT2003-38550

6. Simon, D. L. Optimal tuner selection for Kalman filter-based aircraft engine performance estimation / D. L. Simon, S. Garg // Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, June 8-12, 2009. – Orlando, Florida, USA. – ASME Paper GT2009-59684 – 1. – Vol. 132(3). – 10 p.
7. Shah, M. Probabilistic Methodology for Combustor Airflow Surrogate Development / M. Shah, M. I. Arar // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. Volume 1: Turbo Expo 2003. Atlanta, Georgia, USA. June 16–19, 2003. – P. 281-287. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2003-38044.
8. Bettocchi, R. Gas Turbine Health Indices Determination by Using Neural Networks / R. Bettocchi, P. R. Spina, G. Torella // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. Volume 2: Turbo Expo 2002, Parts A and B. Amsterdam, The Netherlands. June 3–6, 2002. – P. 1083-1089. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2002-30276.
9. Gro¨nstedt, TUJ. Identifiability in Multi-Point Gas Turbine Parameter Estimation Problems / TUJ. Gro¨nstedt // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. Volume 2: Turbo Expo 2002, Parts A and B. Amsterdam, The Netherlands. June 3–6, 2002. – P. 9-17. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2002-30020.
10. Pinelli, M. Application of Methodologies to Evaluate the Health State of Gas Turbines in a Cogenerative Combined Cycle Power Plant / M. Pinelli, M. Venturini // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. Volume 4: Turbo Expo 2002, Parts A and B. Amsterdam, The Netherlands. June 3–6, 2002. – P. 187-195. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2002-30248.
11. Grzadziela, A. Condition Monitoring and Fault Diagnosis of Naval Gas Turbines / A. Grzadziela, D. Stapersma, A. Charchalis// Proceedings of the ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. Volume 2: Turbo

Expo 2002, Parts A and B. Amsterdam, The Netherlands. June 3–6, 2002. – P. 1013-1023. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2002-30270.

12. Pinelli, M. Optimized Operating Point Selection for Gas Turbine Health State Analysis by Using a Multi-Point Technique / M. Pinelli, P. R. Spina, M. Venturini, // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. Volume 4: Turbo Expo 2003. Atlanta, Georgia, USA. June 16–19, 2003. – P. 43-51. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2003-38191.
13. Simon, D. Aircraft Turbofan Engine Health Estimation Using Constrained Kalman Filtering / D. Simon, D. L. Simon // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. Volume 1: Turbo Expo 2003. Atlanta, Georgia, USA. June 16–19, 2003. – P. 485-492. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2003-38584.
14. Chen, P. The Implementation of the Data Validation Process in a Gas Turbine Performance Monitoring System / P. Chen, H. Andersen // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air. Volume 1: Turbo Expo 2005. Reno, Nevada, USA. June 6–9, 2005. – P. 609-616. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2005-68429.
15. Kobayashi, T.Application of a Constant Gain Extended Kalman Filter for In-Flight Estimation of Aircraft Engine Performance Parameters / T. Kobayashi, D. L. Simon, J. S. Litt // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air. Volume 1: Turbo Expo 2005. Reno, Nevada, USA. June 6–9, 2005. – P. 617-628. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2005-68494.
16. Assessment of the Robustness of Gas Turbine Diagnostics Tools Based on Neural Networks / R. Bettocchi, M. Pinelli, P. R. Spina [et al.] // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. Volume 4: Cycle Innovations; Electric Power; Industrial and Cogeneration; Manufacturing Materials and Metallurgy. Barcelona, Spain. May 8–11, 2006. – P. 603-613. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2006-90118.

17. On Inverse Problems in Turbine Engine Parameter Estimation / M. Henriksson, S. Borguet, O. Le´onard, T. Gro¨nstedt // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. Volume 1: Turbo Expo 2007. Montreal, Canada. May 14–17, 2007. – P. 703-711. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2007-27756.
18. Expanded Application of the Systematic Sensor Selection Strategy for Turbofan Engine Diagnostics / T. S. Sowers, J. E. Fittje, G. Kopasakis, D. L. Simon // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. Volume 1: Aircraft Engine; Ceramics; Coal, Biomass and Alternative Fuels; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; Electric Power; Awards and Honors. Orlando, Florida, USA. June 8–12, 2009. – P. 531-541. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2009-59251.
19. Simon, D. L. A Data Filter for Identifying Steady-State Operating Points in Engine Flight Data for Condition Monitoring Applications / D. L. Simon, J. S. Litt // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. Volume 3: Controls, Diagnostics and Instrumentation; Cycle Innovations; Marine. Glasgow, UK. June 14–18, 2010. – P. 191-200. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2010-22818.
20. A Unified Nonlinear Adaptive Approach for Detection and Isolation of Engine Faults / L. Tang, X. Zhang, J. A. DeCastro [et al.] // Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. Volume 3: Controls, Diagnostics and Instrumentation; Cycle Innovations; Marine. Glasgow, UK. June 14–18, 2010. – P. 143-153. ASME. DOI: https://doi.org/10.1115/GT2010-22642.
21. Є. В. Марценюк. Аналіз ефективності моніторингових моделей невимірюваних параметрів ГТД за інтегральним критерієм якості. VI Всеукраїнська відкрита науково-практична студентська конференція факультету авіаційних двигунів «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки»: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2026 – 125 с., 33-36.

РОЗДІЛ 5. ПРАКТИЧНЕ ВИКОРИСТАННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ МЕТОДІВ ФОРМУВАННЯ СКЛАДУ ВИМІРЮВАНИХ ПАРАМЕТРІВ І МОДЕЛЕЙ ДЛЯ МОНІТОРИНГУ РЕСУРСУ ДИСКІВ ТУРБІН

5.1 Вихідні дані

На основі результатів комплексного аналізу із застосуванням розробленого критерію якості, в даному розділі реалізовано практичну адаптацію запропонованих методів для конкретного типу ГТД – авіаційного турбовального двигуна типу ТВ3-117ВМА-СБМ1В 1 серії з фіксованим складом штатних засобів вимірювання (табл. 5.1), якому відповідає розглянутий склад «скорочений 1».

Таблиця 5.1 – Перелік штатно реєстрованих параметрів двигуна ТВ3-117 СБМ1В 1 серії

Найменування параметра	**Позначення**	**Тип датчика, джерела**	**Робочий діапазон (допустимий діапазон змінювання)**
Частота обертання ротора ТК, об/хв	$n_{ТК_А}$ $n_{ТК_В}$	ВТ-15	1200…21100 (1150… 23450)
Частота обертання ротора вільної (силової) турбіни, об/хв	$n_{СТ_А}$ $n_{СТ_В}$	ВТ1004	8250…20250 (1500… 21000)
Частота обертання ротора вільної турбіни для АЗСТ, об/хв	$n_{СТ\ АЗСТ_1}$ $n_{СТ\ АЗСТ_2}$	ВТ1004	8250…20250 (1500… 21000)
Повна температура газу за турбіною компресора, °С	$t^*_{Г_А}$ $t^*_{Г_В}$	ВТ-36	-40…900 (-65…1000)
Крутний момент на вихідному валу, кгс·м	$M_{КР_А}$ $M_{КР_В}$ ($n_{СТ\ ИКМ_А}$, $n_{СТ\ ИКМ_В}$)	ВТ1004	30…150 (10…160)
Температура повітря на вході в двигун, °С	$t^*_{ВХ_А}$ $t^*_{ВХ_В}$	ВТ-109М1	-60…60 (-65…120)
Положення дозуючого елемента, град.	$\alpha_{ДЭ_А}$ $\alpha_{ДЭ_В}$	ДБСКТ-220-1	2,5…86 (-6…94,5)
Кутове положення лопаток РНА, град	$\alpha_{РНА_А}$ $\alpha_{РНА_В}$	ДБСКТ-650-1Ш	-30…12 (-35…16)
Температура оливи на виході з двигуна, °С	$t_{м\ вих}$	ВТ-109М1	-60…160 (-65…200)
Тиск повітря на вході в двигун, кгс/см^2	$P_{ВХ_А}$ $P_{ВХ_В}$	АРТЕ-628DC-1000-1,6 kgf/cm^2	0,4...1,2 (0,2…1,53)
Тиск повітря за компресором, кгс/см^2	$P_{К_А}$ $P_{К_В}$	АРТЕ-628DC-1000-16 kgf/cm^2	0,3…15 (0,2…17)
Тиск оливи на вході в двигун, кгс/см^2	$P_{М\ ВХ_А}$	АРТЕ-628DC-1000-10 kgf/cm^2	0…6 (0…11)

Найменування параметра	**Позначення**	**Тип датчика, джерела**	**Робочий діапазон (допустимий діапазон змінювання)**
Кут загального кроку несучого гвинта, град.	$\alpha_{НВ_А}$ $\alpha_{НВ_В}$	ДБСКТ-650-1Ш	-3…50 (-5…55)
Стружка в оливі, Ом	СС	СС-78	100…400
Віброшвидкість широкосмугова за узагальненим параметром у площині першої опори двигуна, мм/с	V_1	СА-281	1...55 (0...80)
Віброшвидкість широкосмугова за узагальненим параметром у площині четвертої опори двигуна, мм/с	V_2	СА-139	1...55 (0...80)
Температура повітря у ВКМ, °С	$t_{В\ вкм}$	Термопара ХК	-60…300 (-65…350
Частота обертання ротора ТК сусіднього двигуна, об/хв	$n_{ТК_СОС_А}$	ДТА-15	1200…21100 (1150 …23450)
Частота обертання несучого гвинта, об/хв	$n_{НВ_А}$ $n_{НВ_В}$		25…325 (25…350)

Для даного об’єкта, відповідно до отриманих раніше рекомендацій, обрано раціональні структури моделей невимірюваних параметрів, а саме регресійні моделі (4.2), (4.4).

Алгоритм моніторингу виробітку ресурсу дисків турбіни розглянуто в підрозділі 1.1.5 (див. рис. 1.2).

Для формування та ідентифікації всіх моделей, які утворюють зазначений алгоритм, застосовано скінченно-елементні (FE, FEM) моделі ротора ТК аналізованого двигуна, за якими отримано еталонні значення теплового й напружено-деформованого станів вузла в усіх необхідних стаціонарних і перехідних режимах роботи двигуна. Вигляд скінченно-елементних моделей ротора ТК із зазначенням умов теплового та силового навантаження показано на рис. 5.1 – 5.3. Матеріал дисків – сплав ХН73МБТЮ-ВД (ЭИ698-ВД); матеріал вала – сталь 13Х11Н2В2МФ-Ш (ЭИ961-Ш).

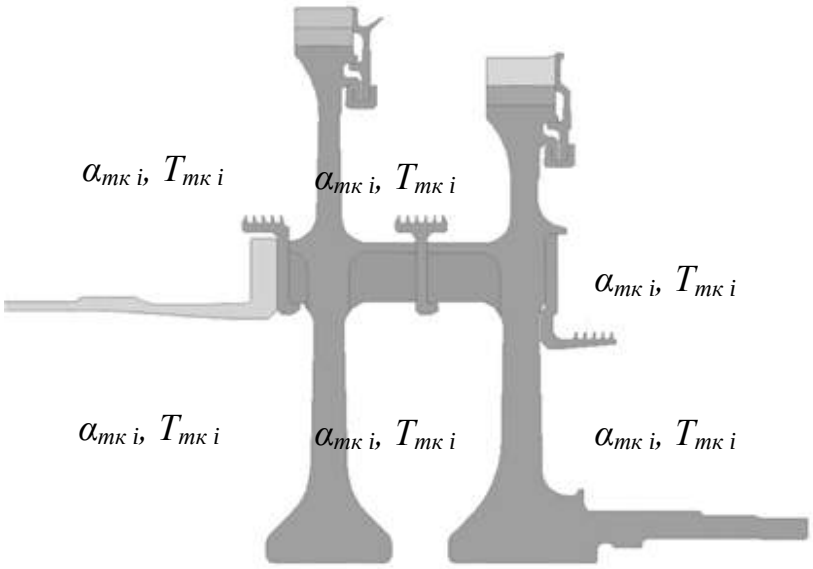

Рис. 5.1 – Схема теплового навантаження ротора ТК

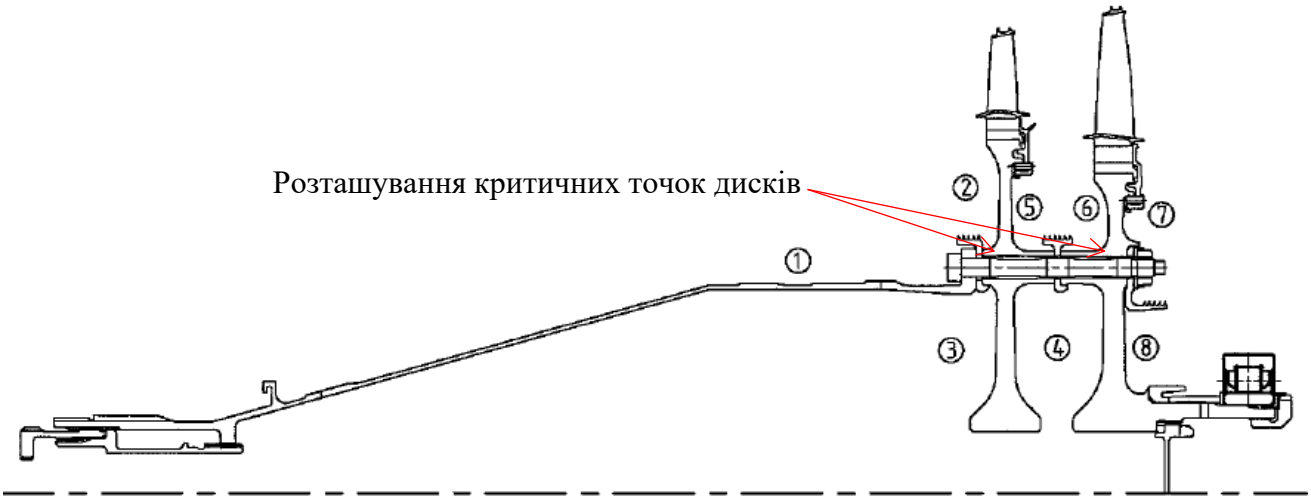

Рис. 5.2 – Схема навантаження деталей ТК статичним тиском
(лопатки показано умовно)

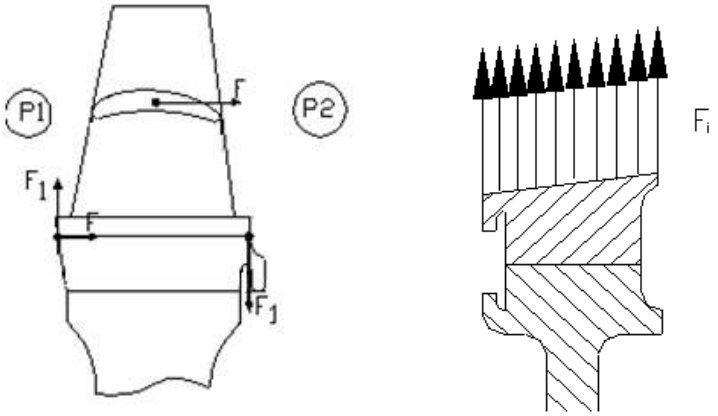

Рис. 5.3 – Схема навантаження дисків ТК:
силами від газового потоку (зліва) та контурне навантаження (справа)

5.2 Моніторинг теплового стану дисків турбіни в критичних точках

5.2.1 Статичні моделі теплового стану дисків ТК

Умови, в яких функціонує деталь, характеризуються параметрами температурного навантаження (теплових граничних умов):

– керуючими температурами: «охолодною» T_{sens1} і «гріючою» T_{sens2};

– параметром температурної нерівномірності середовища $k_t = (T_{sens2} - T_{sens1})/(T_{sens2} - T_{sens1})_б$;

– масштабом за тепловіддачею k_α .

У разі, коли аналізований конструктивний елемент має регулярні фізичні властивості матеріалу, тобто всі деталі виробляються з однакового матеріалу, для усталених режимів роботи двигуна температуру контрольованої точки деталі описують моделлю [1], яка має вигляд

$$t_{cm} = T_{sens1} + \Theta\left(T_{sens2} - T_{sens1}\right), \tag{4.11}$$

де T_{sens1}, T_{sens2} – температура робочого тіла в перерізах проточної частини двигуна, вибраних як джерела інформації про гріючу та охолодну температури;

$\Theta = \left(\dfrac{t - T_{sens1}}{T_{sens2} - T_{sens1}} \right)$ – безрозмірний коефіцієнт глибини охолодження в контрольованій (критичній) точці деталі з температурою t, який у загальному випадку залежить як від рівня тепловіддачі, так і від коефіцієнта теплопровідності матеріалу деталі, які змінюються з температурою.

Однак якщо контрольована точка деталі розташована в місці сполучення кількох деталей, що мають суттєву відмінність у фізичних властивостях матеріалів (критична точка диска 1 ступеня ТК), то похибка моделі (4.11) може набути недопустимих значень через те, що при зміні режиму роботи двигуна порушується подібність теплового стану, на якій базується ця модель. У такому разі найпростішим алгоритмом розрахунку температури t на довільному усталеному режимі роботи двигуна за відомими вихідними значеннями T_{sens1}, k_t та k_α буде лінійна інтерполяція за зазначеними параметрами. Для реалізації цього підходу на

еталонних скінченно-елементних моделях виконано серію розрахунків з перебором вхідних параметрів:

– T_{sens1} від -50 °C до 400 °C з кроком 25 °C;

– k_t від 0,1 до 1,2 з кроком 0,1;

– k_α від 0,1 до 1,1 з кроком 0,1.

Сумарна кількість розрахованих варіантів складає 2508. На рис. 5.4 показано приклад отриманої теплової характеристики для диска 1 ступеня ТК і розташування на ній відповідної температури в критичній точці даного диска, що відповідає умовам T_{sens1} = 400°C, $k_{t\,i}$, $k_{\alpha\,j}$.

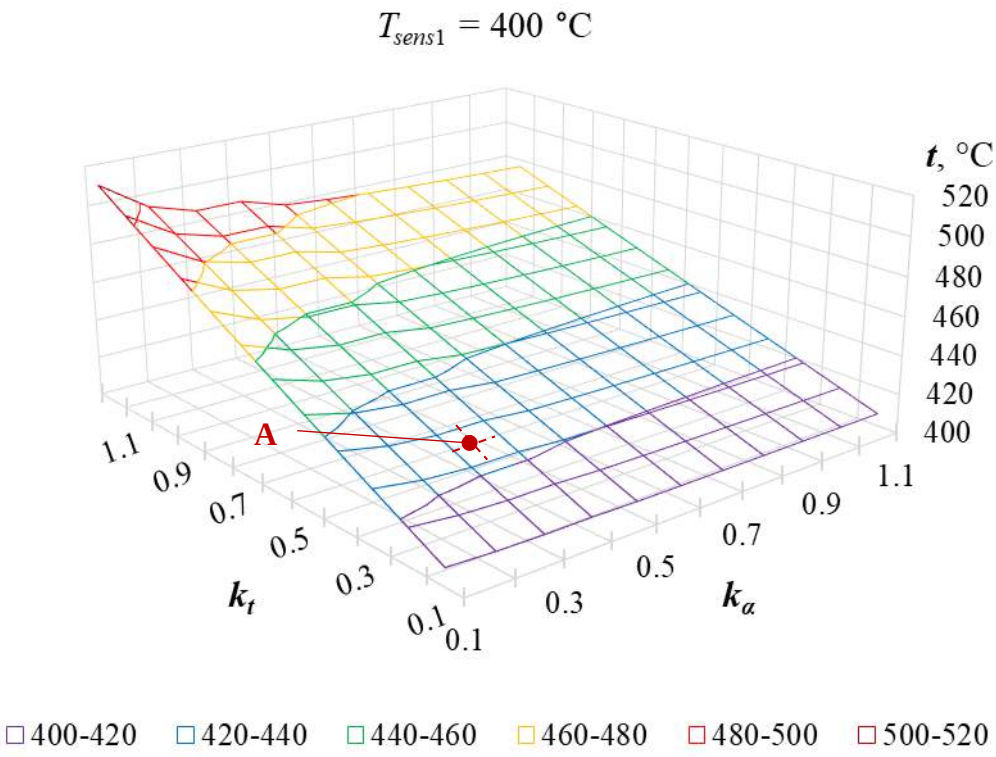

Рис. 5.4 – Стаціонарний тепловий стан диска 1 ступеня ТК при сталій температурі T_{sens1} і змінних значеннях k_t, k_α

5.2.2 Моделі неусталеного теплового стану дисків ТК

В основу формування динамічних моделей, які описують змінювання температури на перехідних режимах роботи, покладено перехідну характеристику [1]:

$$t(\tau) = t_0 + \int_{\tau_0}^{\tau} \Pi_t(\tau,\eta) \cdot dt_{cm}(\eta), \tag{4.12}$$

де $t_{cm}(\eta)$ – стаціонарна температура контрольованої точки при заданих умовах в момент часу η, визначена за статичною моделлю;

$\Pi_t(\tau,\eta) = \dfrac{1}{t_{cm}} \Pi(\tau,\eta)$ – перехідна характеристика температури, спричинена зміненням t_{cm}.

Основна проблема формування даної моделі полягає в необхідності розрахунку перехідних характеристик для всіх можливих варіантів змінювання граничних умов теплообміну. У попередніх дослідженнях було показано можливість отримання перехідних характеристик при ступінчастому змінюванні коефіцієнтів тепловіддачі [2]. За допомогою скінченно-елементної моделі ротора ТК отримано нормовані перехідні характеристики температур при ступінчастому змінюванні тепловіддачі [3]:

$$\Pi\left(\tau, k_\alpha^{(s)}, k_\alpha^{(f)}\right) = \frac{t\left(\tau, k_\alpha^{(s)}, k_\alpha^{(f)}\right) - t_0}{t_{cm} - t_0}, \tag{4.13}$$

де t_0 и t_{cm} – початкове та кінцеве (при $\tau \to \infty$) значення температури критичної точки, визначені за статичною моделлю;

$k_\alpha^{(s)}$ – початкове значення коефіцієнта подібності режиму за тепловіддачею;

$k_\alpha^{(f)}$ – поточне значення коефіцієнта подібності режиму за тепловіддачею.

Інтерпретуючи перехідну характеристику при постійному k_α як розв'язок рівняння теплопровідності для локальної температури деталі при ступінчастій нульовій зміні T_u, віднесене до T_u при початковій нульовій температурі й незмінній тепловіддачі, маємо подання цього рішення у вигляді експоненційного ряду [4]:

$$\Pi(\tau,\ \mathrm{k}_\alpha) = \frac{t(\tau,\ \mathrm{k}_\alpha)}{T_u} = \left[1 - \sum_{i=1}^{\infty} \nu_i \exp(-\frac{\tau}{A_i})\right] \nu_0, \tag{4.14}$$

де ν_0, ν_i, A_i – невідомі параметри. Параметр ν_0 для нормованого перехідного процесу (4.13) має дорівнювати 1.

Апроксимація параметрів A_{ij}, ν_{ij} динамічних моделей критичних точок для усіх аналізованих деталей виконана за допомогою дробово-раціональної функції

$$A_i = \frac{\varphi_{i0} + \varphi_{i1} \cdot (k_\alpha) + \varphi_{i2} \cdot (k_\alpha)^2 + \varphi_{i3} \cdot (k_\alpha)^3}{\varphi_{i4} + \varphi_{i5} \cdot (k_\alpha) + \varphi_{i6} \cdot (k_\alpha)^2 + \varphi_{i7} \cdot (k_\alpha)^3 + \varphi_{i8} \cdot (k_\alpha)^4}, \quad (4.15)$$

та поліноміального ряду

$$\begin{aligned} \nu_i = f_{i0} + f_{i1} \cdot (k_\alpha) + f_{i2} \cdot (k_\alpha)^2 + f_{i3} \cdot (k_\alpha)^3 + f_{i4} \cdot (k_\alpha)^4 + \\ + f_{i5} \cdot (k_\alpha)^5 + f_{i6} \cdot (k_\alpha)^6 + f_{i7} \cdot (k_\alpha)^7, \end{aligned} \quad (4.16)$$

де $\varphi_{i0}, \ldots, \varphi_{i8}$ та $f_{i0}, \ldots, f_{i7}$ – сталі коефіцієнти апроксимації, що визначаються на основі даних, отриманих з FE-моделі теплового стану вузла.

Таким чином, динамічна модель температури в критичній точці деталі включає в себе систему рівнянь (4.13) – (4.16), доповнену статичною моделлю.

Початкова температура для всіх контрольованих деталей визначалася за наступними параметрами: ротор ТК рівномірно прогрітий до температури 20 °C; $k_\alpha^{(s)} = 0$; k_t не має ніякого сенсу, тому що будь-які теплові потоки від деталі до навколишнього середовища (або у зворотному напрямку) відсутні. Кінцева температура t_{cm} визначалася відповідно до умов: $T_{sens1} = T_{sens1\ б}$, $k_t = 1$ (значення температури $T_{sens1\ б}$ відповідає умовам базового – злітного – режиму роботи двигуна); значення k_α задавалося постійним для кожної перехідної характеристики, а перехідні характеристики відрізнялися значенням k_α в діапазоні від 0,1 до 1,1, що перекриває діапазон усіх можливих режимів роботи двигуна. Усі параметри змінювалися ступінчасто. Отримані перехідні характеристики на прикладі диска першого ступеня ТК показано на рис. 5.5. Для інших контрольованих деталей перехідні характеристики температури в критичних точках виглядають аналогічно.

Аналіз показав, що з достатньою точністю температура описується аперіодичною ланкою третього порядку. Графіки залежності сталих часу та коефіцієнтів посилення цієї ланки від параметрів інтенсивності теплообміну представлено на рис. 5.6 – 5.7.

Параметри рівнянь (4.16), (4.15) представлено в таблиці 5.2.

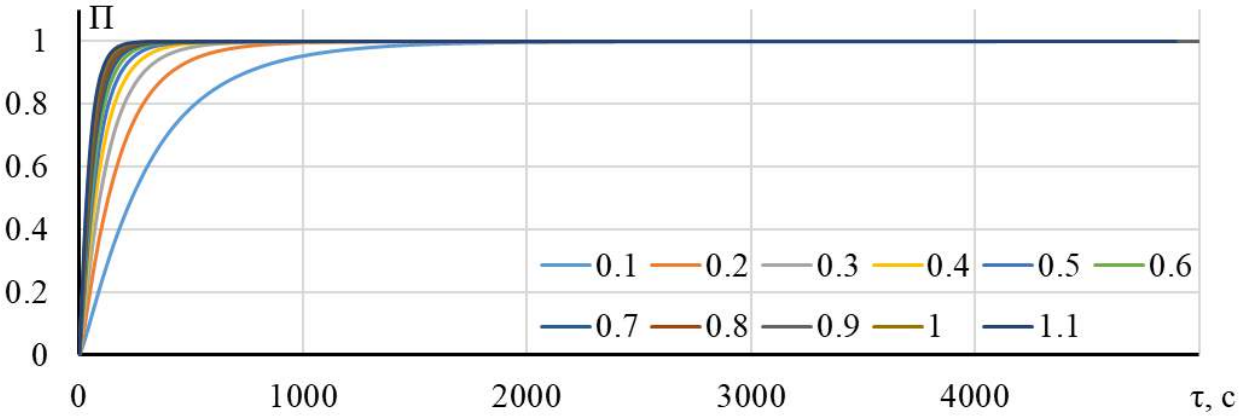

Рис. 5.5 – Перехідні характеристики температури критичної точки диска 1-го ступеня ТК

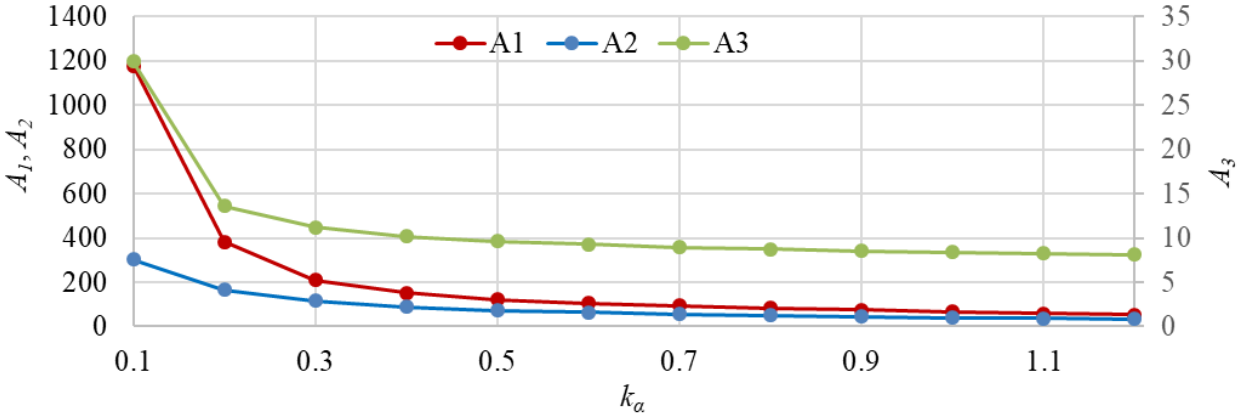

Рис. 5.6 – Залежність сталих часу динамічної моделі температури критичної точки диска 1-го ступеня ТК від коефіцієнту подібності режиму за тепловіддачею

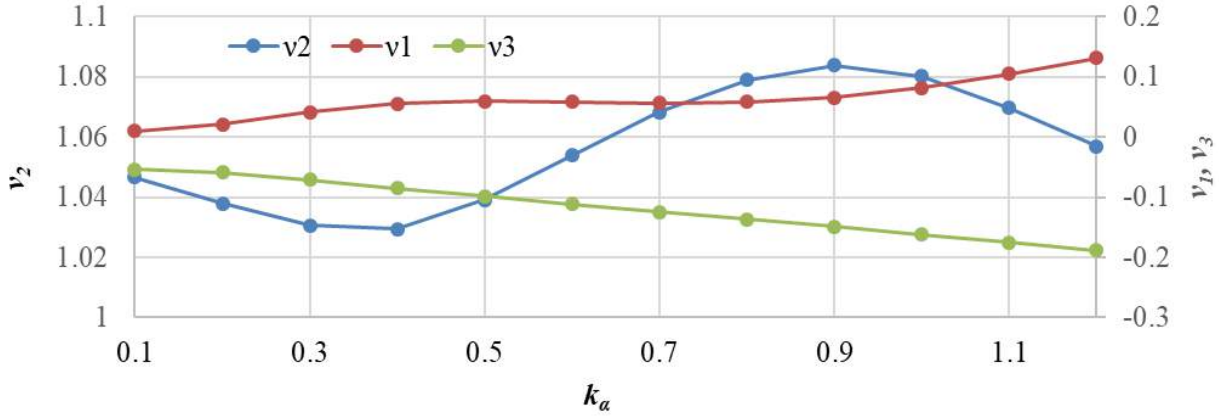

Рис. 5.7 – Залежність коефіцієнтів посилення динамічної моделі температури критичної точки диска 1-го ступеня ТК від коефіцієнту подібності режиму за тепловіддачею

Таблиця 5.2 – Параметри моніторингових моделей теплового стану контрольованих деталей на неусталених режимах

Деталь		Коефіцієнти рівнянь (4.16), (4.15)									
		Рівн.	f_0; φ_0	f_1; φ_1	f_2; φ_2	f_3; φ_3	f_4; φ_4	f_5; φ_5	f_6; φ_6	f_7; φ_7	f_8; φ_8
Диск 1-го ступеня ТК	A_1	(4.15)	1,0	-249,87	1174,1	-1899,4	0	0,17506	-4,4655	17,960	-28,194
	A_2	(4.15)	1,0	62,044	-78,420	84,645	0	$7{,}0981\cdot10^{-2}$	1,6288	-2,0841	2,0795
	A_3	(4.15)	1,0	-3,3147	132,54	-58,836	0	-0,66239	13,333	-2,2059	-1,9398
	v_1	(4.16)	$5{,}1618\cdot10^{-2}$	-0,92065	6,6932	-19,061	28,065	-23,137	10,390	-1,9989	0
	v_2	(4.16)	1,0167	0,60267	-4,4769	13,322	-19,423	15,474	-6,6831	1,2475	0
	v_3	(4.16)	$-6{,}2786\cdot10^{-2}$	0,20212	-1,3546	2,6490	-2,6973	1,3890	-0,28734	0	0
Диск 2-го ступеня ТК	A_1	(4.15)	1,0	28,738	35,636	-4,6405	0	$4{,}5957\cdot10^{-2}$	0,90656	0,63493	-0,14555
	A_2	(4.15)	1,0	4,2221	-6,2552	6,5269	0	1,1285	-1,1250	0,86750	0,37633
	A_3	(4.15)	1,0	0	0	0	1	0	0	0	0
	v_1	(4.16)	1,0227	0,14718	$-9{,}7142\cdot10^{-2}$	$6{,}2085\cdot10^{-2}$	$-1{,}7875\cdot10^{-2}$	0	0	0	0
	v_2	(4.16)	$-2{,}2743\cdot10^{-2}$	-0,14718	$9{,}7142\cdot10^{-2}$	$-6{,}2085\cdot10^{-2}$	$1{,}7875\cdot10^{-2}$	0	0	0	0
	v_3	(4.16)	0	0	0	0	0	0	0	0	0

5.3 Моніторинг напруженого стану дисків турбіни в критичних точках

5.3.1 Моніторинг напруженого стану на усталених режимах

При моніторингу напруженого стану деталей на усталених режимах обчислюють:

– компоненти тензора напружень (далі напруження) у критичній точці деталі від дії факторів силового навантаження;

– напруження від дії факторів температурного навантаження (температурні напруження);

– сумарні напруження (з урахуванням концентрації напружень);

– еквівалентні пружні напруження;

– еквівалентні пружно-пластичні напруження.

В основу створення алгоритмів моніторингу покладено принципи:

– суперпозиції пружних напружень, спричинених різними факторами;

– пропорційності (у рівномірному полі температур) напружень, спричинених факторами механічного навантаження, параметрам навантаження;

– подібність температурних полів на різних режимах;

– подібність перерозподілу напружень через температурну залежність модуля пружності в умовах подібності до полів температур.

Алгоритми моніторингу складаються з ряду внутрішніх алгоритмів (під-алгоритмів), формул тощо, найважливішими з яких є:

– модель напружень від дії факторів силового навантаження;

– модель температурних напружень на усталених режимах.

5.3.1.1 Моніторинг напружень від факторів силового навантаження

Компоненти (*x*, *y*, *z* або *xy*) напружень, які спричинені відцентровими силами, розраховуються, виходячи з їхньої пропорційності квадрату частоти обертання ротора:

$$\sigma_F = \sigma_{F\,б}\left(\frac{n}{n_б}\right)^2, \qquad (4.17)$$

де σ_F – i-а компонента (x, y, z або xy) напружень, спричинених дією відцентрової сили F, тут і далі індекс i опущено;

n – частота обертання ротора, для дисків ТК $n = n_1$.

У разі газових сил, залежно від місця застосування навантаження, можна виділити окремо динамічну складову від дії потоку на лопаткові вінці та статичну складову, пов'язану з тиском у внутрішніх порожнинах ротора. У такому разі маємо:

– газодинамічна складова пропорційна до перепаду повного тиску між входом і виходом турбіни компресора:

$$\sigma_{P.d} = \frac{\Delta P}{\Delta P_б}\sigma_{P.d\,б} = \frac{\left(P_3 - P_{44}\right)}{\left(P_{3\,б} - P_{44б}\right)}\sigma_{P.d\,б}; \tag{4.18}$$

– газостатична складова пропорційна до повного тиску повітря за компресором (це обумовлено організацією внутрішніх порожнин двигуна):

$$\sigma_{P.s} = \frac{P_{44}}{P_{44\,б}}\sigma_{P.s\,б}; \tag{4.19}$$

де P_{44} – повний тиск на виході з ТК.

Базові значення напружень, спричинених дією окремого фактора силового навантаження визначено на скінченно-елементних моделях для умов базового – злітного – режиму.

Сумарні напруження від дії силових факторів по кожній компоненті розраховуються суперпозицією напружень від окремих факторів для відповідної компоненти:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_F + \sigma_{P.d} + \sigma_{P.s}; \tag{4.20}$$

5.3.1.2 Моніторинг температурних напружень

Статична модель температурних напружень в критичній точці деталей аналогічна до статичної моделі температури та є лінійною інтерполяцією характеристики термонапруженого стану за трьома аргументами – T_{sens1}, k_t, k_α. Цю

характеристику отримано в результаті розрахунків термонапруженого стану ротора ТК з використанням скінченно-елементних моделей при переборі вказаних вхідних параметрів. Діапазон і крок змінення параметрів такий же, як було зазначено в підрозділі 5.2.1. Приклад отриманої характеристики термонапруженого стану (колова компонента напружень) для диска 1 ступеня ТК при фіксованій температурі T_{sens1} і змінними k_t, k_α показано на рис. 5.8

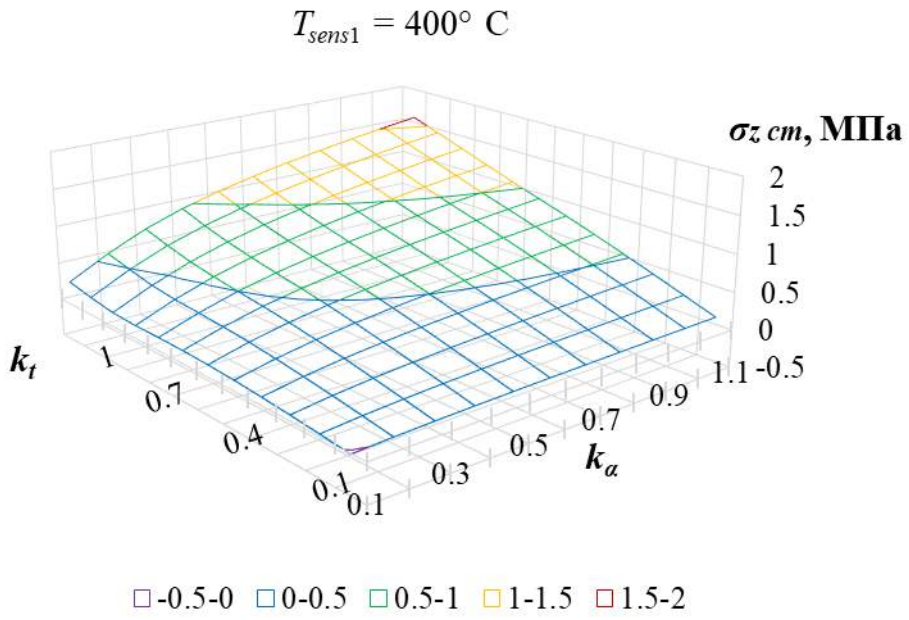

Рис. 5.8 – Температурні напруження в коловому напрямку для диска 1 ступеня ТК при сталій температурі T_{sens1} і змінних значеннях k_t, k_α

5.3.2 Моніторинг напруженого стану на перехідних режимах

В основу алгоритму температурних напружень на перехідних режимах покладено метод [1], за яким, відповідно до узагальненого закону Гука, нормальні компоненти температурних напружень подають у вигляді суми двох складових – «узагальненої» (або деформаційної) та «температурної»:

$$\sigma_t = \sigma_{\varepsilon t} + \sigma_{tt}. \qquad (4.21)$$

Температурна складова пов’язана з локальною температурою t контрольованої точки:

$$\sigma_{tt} = -\frac{\beta E}{1-2\mu}\left(t - t_0\right), \tag{4.22}$$

де β – коефіцієнт лінійного теплового розширення матеріалу;

E – модуль пружності;

μ – коефіцієнт Пуассона;

$t_0 = 20°$ – температура, яка відповідає нульовій температурній деформації.

Деформаційна складова $\sigma_{\varepsilon t}$ спричинена температурним полем деталі.

За допомогою скінченно-елементних моделей отримано криві перехідних процесів термонапруженого стану критичних точок контрольованих деталей, з яких було вилучено узагальнені складові температурних напружень. Нормована перехідна характеристика $S(\tau)$ деформаційної складової σ_ε температурних напружень при ступінчастому змінюванні тепловіддачі та температури розрахована за такою формулою:

$$S\left(\tau, k_\alpha^{(s)}, k_\alpha^{(f)}\right) = \frac{\sigma_\varepsilon\left(\tau, k_\alpha^{(s)}, k_\alpha^{(f)}\right) - \sigma_{\varepsilon 0}}{\sigma_{\varepsilon\, cm} - \sigma_{\varepsilon 0}}, \tag{4.23}$$

де $\sigma_{\varepsilon 0}$ і $\sigma_{\varepsilon\, cm}$ – початкове та кінцеве або статичне (при $\tau \to \infty$) значення деформаційної складової напружень;

$k_\alpha^{(s)}$ – початкове значення коефіцієнта подібності режиму за тепловіддачею;

$k_\alpha^{(f)}$ – змінене (поточне) значення коефіцієнта подібності режиму за тепловіддачею.

Виходячи з тих же принципів, що й для нестаціонарного теплового стану, отримано вираз для деформаційної складової температурних напружень:

$$\sigma_{t\varepsilon}\left(\tau\right) = \sigma_{t\varepsilon 0} + \int_{\tau_0}^{\tau} S\left(\tau, \eta\right) \cdot d\sigma_{t\varepsilon\, cm}\left(\eta\right), \tag{4.24}$$

де $\sigma_{t\varepsilon\, cm}(\eta)$ – стаціонарне значення деформаційної складової температурних напружень у критичній точці за умов (T_{sens1}, k_t, k_α), відповідних моменту часу η, розраховане за статичною моделлю;

$S(\tau, \eta)$ – нормована перехідна характеристика деформаційної складової температурних напружень, яка визначається за формулою (4.23).

У результаті розрахунків за скінченно-елементними моделями отримано нормовані перехідні характеристики деформаційної складової температурних напружень виду (4.23), які в подальшому було апроксимовано експоненційним рядом

$$S(\tau,\ \mathrm{k}_\alpha) = \left[1 - \sum_{i=1}^{\infty} k_i \exp(-\frac{\tau}{T_i})\right] k_0, \qquad (4.25)$$

де T_{ij}, k_{ij} – сталі часу та коефіцієнти посилення i-ї експоненти при j-х параметрах теплового навантаження; $k_0 = 1$.

Для ідентифікації перехідних характеристик деформаційної складової температурних напружень було проведено низку розрахунків на базі скінченно-елементних моделей для тих же умов, що й при ідентифікації перехідних характеристик температури (див. підрозділ 5.2.2). Отримані перехідні характеристики на прикладі диска 1 ступеня ТК для компоненти σ_x показано на рис. 5.9 (початок перехідного процесу). Для інших контрольованих деталей перехідні характеристики деформаційної складової температурних напружень у критичних точках виглядають аналогічно.

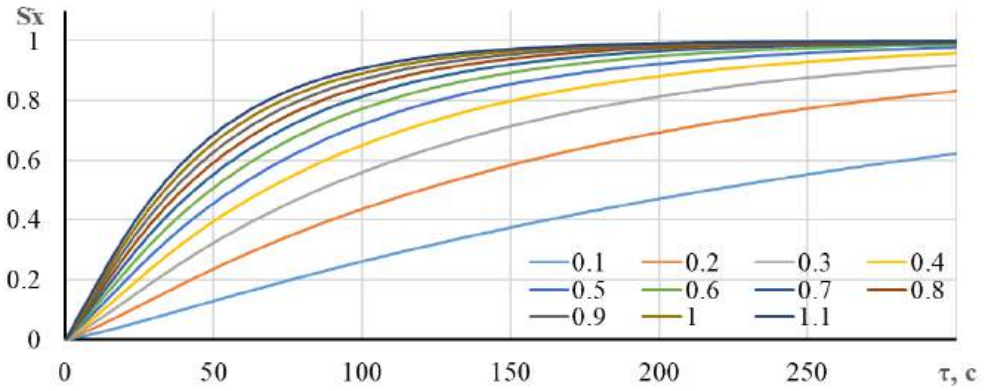

Рис. 5.9 – Перехідна характеристика деформаційної складової компоненти $\sigma_{\varepsilon x}$ температурних напружень диска 1-го ступеня ТК

Графіки залежності сталих часу та коефіцієнтів посилення перехідної характеристики для компоненти $\sigma_{\varepsilon x}$ від параметрів інтенсивності теплообміну k_α наведено на рис. 5.10 – 5.11.

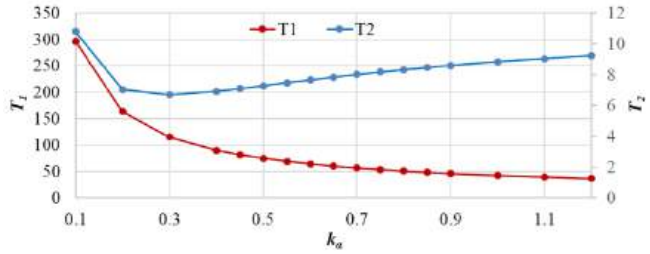

Рис. 5.10 – Залежність сталих часу динамічної моделі температурних напружень $\sigma_{\varepsilon x}$ для диска 1 ступеня ТК від коефіцієнта k_α

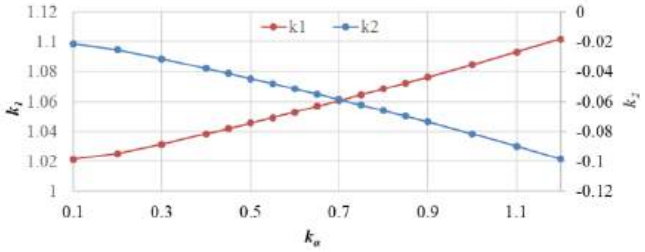

Рис. 5.11 – Залежність коефіцієнтів посилення динамічної моделі температурних напружень $\sigma_{\varepsilon x}$ для диска 1 ступеня ТК від коефіцієнта k_α

Апроксимація параметрів T_{ij}, k_{ij} динамічних моделей критичних точок для всіх аналізованих деталей виконана за допомогою дробово-раціональних та поліноміальних функцій

$$T_j = \frac{\varphi_{j0} + \varphi_{j1}(k_\alpha) + \varphi_{j2}(k_\alpha)^2 + \varphi_{j3}(k_\alpha)^3}{\varphi_{j4} + \varphi_{j5}(k_\alpha) + \varphi_{j6}(k_\alpha)^2 + \varphi_{j7}(k_\alpha)^3 + \varphi_{j8}(k_\alpha)^4} \tag{4.26}$$

$$k_j = f_{j0} + f_{j1}(k_\alpha) + f_{j2}(k_\alpha)^2 + f_{j3}(k_\alpha)^3 + f_{j4}(k_\alpha)^4 + f_{j5}(k_\alpha)^5 + f_{j6}(k_\alpha)^6 + f_{j7}(k_\alpha)^7, \tag{4.27}$$

де f_{j0}, …, f_{j7} и φ_{j0}, …, φ_{j8} – сталі коефіцієнти апроксимації, визначені на основі даних, отриманих з FE-моделі напруженого стану вузла.

Таким чином, динамічну модель деформаційної складової температурних напружень у критичній точці деталі складає система рівнянь (4.21) – (4.23), (4.25) – (4.27), і доповнює її статична модель температурних напружень на усталеному режимі.

Параметри рівнянь (4.26), (4.27) для визначення сталих часу T_i і коефіцієнтів посилення k_i представлені в табл. 5.3 – 5.4.

Таблиця 5.3 – Параметри динамічних моделей температурних напружень диска 1-го ступеня ТК

σ_ε	Пара-метр	Рівн.	Коефіцієнти рівнянь (4.26), (4.27)								
			f_0; φ_0	f_1; φ_1	f_2; φ_2	f_3; φ_3	f_4; φ_4	f_5; φ_5	f_6; φ_6	f_7; φ_7	f_8; φ_8
$\sigma_{\varepsilon x}$	T_1	(4.26)	1,0	84,170	10,666	-31,726	0	$7{,}2617\cdot10^{-2}$	2,5485	-0,69629	-0,40688
	T_2	(4.26)	1,0	3,4156	18,147	0	$-6{,}5393\cdot10^{-2}$	2,1222	-0,74608	1,7524	-0,50896
	k_1	(4.27)	1,0209	$-2{,}3943\cdot10^{-2}$	0,34482	-0,68742	0,75103	-0,41699	$9{,}2956\cdot10^{-2}$	0	0
	k_2	(4.27)	$-2{,}0325\cdot10^{-2}$	$1{,}1867\cdot10^{-2}$	-0,26413	0,43677	-0,35588	0,11036	0	0	0
$\sigma_{\varepsilon y}$	T_1	(4.26)	1,0	44,734	-87,361	-31,578	0	$5{,}8258\cdot10^{-2}$	1,1744	-2,7403	-0,18669
	T_2	(4.26)	1,0	4,4996	-23,678	34,687	$-3{,}9857\cdot10^{-2}$	1,1626	-3,5478	3,7434	0,79957
	k_1	(4.27)	1,0789	-0,29974	2,1665	-5,7615	8,8614	-7,9554	3,8475	-0,77248	0
	k_2	(4.27)	$-6{,}7992\cdot10^{-2}$	$8{,}8053\cdot10^{-2}$	-0,73263	1,1091	-0,76117	0,19944	0	0	0
$\sigma_{\varepsilon z}$	T_1	(4.26)	1,0	25,153	0	-17,729	0	$4{,}3189\cdot10^{-2}$	0,71601	-0,25408	-0,30334
	k_1	(4.27)	1,0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\sigma_{\varepsilon xy}$	T_1	(4.26)	1,0	233,37	-241,42	-94,294	$-1{,}7070\cdot10^{-3}$	0,17086	6,3357	-8,3553	-0,49685
	T_2	(4.26)	1,0	1,9002	55,575	-7,8222	0	$8{,}7994\cdot10^{-2}$	6,7590	0,27480	0
	k_1	(4.27)	1,0571	-0,15671	1,1436	-2,3173	2,4842	-1,3729	0,30618	0	0
	k_2	(4.27)	$-5{,}2699\cdot10^{-2}$	$7{,}6878\cdot10^{-2}$	-0,66215	0,99831	-0,68332	0,17880	0	0	0

Таблиця 5.4 – Параметри динамічних моделей температурних напружень диска 2-го ступеня ТК

σ_ε	Пара-метр	Рівн.	Коефіцієнти рівнянь (4.26), (4.27)								
			f_0; φ_0	f_1; φ_1	f_2; φ_2	f_3; φ_3	f_4; φ_4	f_5; φ_5	f_6; φ_6	f_7; φ_7	f_8; φ_8
$\sigma_{\varepsilon x}$	T_1	(4.26)	1,0	-2,9206	5,2757	0,35859	$7{,}2822\cdot10^{-4}$	$1{,}0678\cdot10^{-2}$	$-2{,}7863\cdot10^{-2}$	$5{,}6983\cdot10^{-2}$	$-1{,}1219\cdot10^{-2}$
	T_2	(4.26)	1,0	0,90460	17,027	3,1781	$8{,}4043\cdot10^{-4}$	$3{,}1614\cdot10^{-2}$	$5{,}8163\cdot10^{-2}$	0,46165	0
	T_3	(4.26)	1,0	1,4904	-5,3475	3,4185	$-1{,}1782\cdot10^{-2}$	0,99324	-1,7922	0,89250	$4{,}8345\cdot10^{-2}$
	k_1	(4.27)	0,32283	-2,9305	14,046	-38,991	63,270	-58,973	29,209	-5,9515	0
	k_2	(4.26)	1,0	66,639	-147,42	147,72	2,2449	60,796	-141,58	147,16	-5,7911
	k_3	(4.27)	$-2{,}8516\cdot10^{-2}$	$-6{,}8676\cdot10^{-2}$	$3{,}5943\cdot10^{-2}$	-0,11715	0,23480	-0,20174	$6{,}1902\cdot10^{-2}$	0	0
$\sigma_{\varepsilon y}$	T_1	(4.26)	1,0	62,594	-130,76	101,96	$5{,}6111\cdot10^{-3}$	$-6{,}8635\cdot10^{-2}$	1,1353	-2,3655	1,6951
	T_2	(4.26)	1,0	1,8752	-5,1551	6,5120	$1{,}0933\cdot10^{-4}$	$3{,}8173\cdot10^{-2}$	$1{,}0484\cdot10^{-2}$	$-8{,}3139\cdot10^{-2}$	0,13899
	T_3	(4.26)	1,0	1,2391	2,4647	-2,3323	$3{,}1732\cdot10^{-2}$	0,54824	0,28017	-0,39664	0
	k_1	(4.26)	1,0	9,6218	-26,429	20,978	11,713	721,72	-727,50	71,447	109,43
	k_2	(4.26)	1,0	77,433	-103,79	36,794	1,1329	75,711	-109,79	47,550	-4,1492
	k_3	(4.27)	$-1{,}9168\cdot10^{-2}$	-0,16855	0,22151	-0,29928	0,18619	$-4{,}2350\cdot10^{-2}$	0	0	0
$\sigma_{\varepsilon z}$	T_1	(4.26)	1,0	-4,6267	9,3869	-1,6519	0	$2{,}2886\cdot10^{-2}$	-0,10921	0,23693	$-8{,}2257\cdot10^{-2}$
	T_2	(4.26)	1,0	-4,5901	5,3902	10,422	0	$4{,}0220\cdot10^{-2}$	-0,21603	0,39261	$9{,}7485\cdot10^{-2}$
	T_3	(4.26)	1,0	7,8702	-36,622	45,242	-0,12986	3,3965	-8,6418	3,2896	9,4742
	T_3	(4.26)	1,0	-2,0036	3,4893	-0,89566	6,5265	-34,033	86,917	-94,554	46,495
	k_2	(4.26)	1,0	-4,7441	11,185	-5,7003	1,1899	-5,4425	15,065	-10,618	1,7589
	k_3	(4.27)	$-1{,}9121\cdot10^{-2}$	$4{,}6232\cdot10^{-2}$	-0,38250	0,93986	-1,1295	0,66885	-0,15568	0	0

σ_ε	Пара-метр	Рівн.	Коефіцієнти рівнянь (4.26), (4.27)								
			f_0; φ_0	f_1; φ_1	f_2; φ_2	f_3; φ_3	f_4; φ_4	f_5; φ_5	f_6; φ_6	f_7; φ_7	f_8; φ_8
$\sigma_{\varepsilon xy}$	T_1	(4.26)	1,0	2351,8	-840,15	-383,85	-0,20523	4,2658	9,9374	0	-1,2394
	T_2	(4.26)	1,0	3,8598	-16,613	29,277	$-1{,}9621\cdot10^{-4}$	$4{,}7363\cdot10^{-2}$	0	-0,22818	0,60824
	T_3	(4.26)	1,0	-0,79046	16,708	-6,0072	$1{,}9576\cdot10^{-2}$	$9{,}9977\cdot10^{-2}$	2,4067	-0,53890	0
	k_1	(4.27)	$5{,}5205\cdot10^{-2}$	-0,10858	-1,3635	7,7140	-17,014	18,896	-10,471	2,3171	0
	k_2	(4.26)	1,0	-2,7237	6,0327	-2,1513	1,0180	-3,0960	7,1525	-3,9952	0,86753
	k_3	(4.27)	$-4{,}7216\cdot10^{-2}$	$1{,}8328\cdot10^{-2}$	-0,53758	1,3651	-1,9174	1,3558	-0,37063	0	0

5.4 Оцінка виробітку ресурсу диска турбіни за механізмом МЦВ

5.4.1 Оцінка точності моделей теплового й напруженого станів

Оцінку похибок статичної та динамічної моделей теплового й термонапруженого станів виконано для набору режимів роботи двигуна, які входять до типового польотного циклу (див. рис. 2.2). Результат перевірки всього ланцюжка розроблених моніторингових моделей – від невимірюваних параметрів і до динамічних моделей температур і напружень – представлено в табл. 5.5 – 5.7 і на рис. 5.12 – 5.15. Порівняння проведено між результатами моделювання з використанням еталонних скінченно-елементних моделей і результатами, отриманими на швидкорахункових моніторингових моделях. Похибку температури розраховано як різницю між моніторинговим значенням температури $t_{модель}$ і значенням температури t_{FEM}, розрахованим за допомогою скінченно-елементних моделей. Похибку напружень обчислено за формулою

$$\delta(\sigma_i) = \frac{\sigma_i - \sigma_{i\,FEM}}{\sigma_{i\,FEM}} \cdot 100\%, \qquad (4.28)$$

де σ_i – x-, y-, z-, або xy-компонента напружень;

$\sigma_{i\,FEM}$ – x-, y-, z-, або xy-компонента напружень за скінченно-елементною моделлю.

Таблиця 5.5 – Похибка статичної моделі температури дисків ТК

T_{sens1}	k_α	k_t	Диск 1 ступеня ТК			Диск 2 ступеня ТК		
			t_{FEM}, °C	$t_{модель}$, °C	Δ(t), °C	t_{FEM}, °C	$t_{модель}$, °C	Δ(t), °C
229.4	0.4331	0.7399	**279.86**	279.92	*0.064*	**297.70**	297.74	*0.046*
311.2	0.8281	1.1094	**382.58**	382.61	*0.023*	**410.81**	410.81	*0.007*
335	0.8194	1.0694	**404.05**	404.06	*0.010*	**431.16**	431.17	*0.012*
330.1	0.8102	1.0391	**397.18**	397.19	*0.009*	**423.51**	423.52	*0.009*
340.5	0.7322	1.0597	**409.76**	409.78	*0.022*	**436.43**	436.45	*0.022*
286.2	0.6512	0.8938	**344.78**	344.82	*0.034*	**367.06**	367.09	*0.028*
274.8	0.7267	0.9410	**335.74**	335.76	*0.021*	**359.40**	359.42	*0.019*
328.3	0.7334	0.9748	**391.78**	391.81	*0.025*	**416.31**	416.33	*0.018*
324.2	0.6908	0.9889	**389.00**	279.92	*0.064*	**413.80**	413.81	*0.009*
307.1	0.6423	0.9248	**367.98**	382.61	*0.023*	**391.02**	391.05	*0.032*

Таблиця 5.6 – Похибка статичної моделі температурних напружень диска 1 ступеня ТК

T_{sens1}	k_α	k_t	$\sigma_{t\,x}$, кг/мм^2			$\sigma_{t\,y}$, кг/мм^2			$\sigma_{t\,z}$, кг/мм^2			$\sigma_{t\,xy}$, кг/мм^2		
			FEM	модель	$\delta(\sigma_t)$, %	FEM	модель	$\delta(\sigma_t)$, %	FEM	модель	$\delta(\sigma_t)$, %	FEM	модель	$\delta(\sigma_t)$, %
30.2	0.5030	0.6289	4.62	4.61	*-0.06%*	-0.90	-0.90	*-0.06%*	0.70	0.70	*-0.34%*	-0.54	-0.54	*-0.06%*
3.2	1.0339	0.9720	7.23	7.23	*0.00%*	-1.26	-1.26	*0.02%*	1.36	1.35	*-0.08%*	-0.83	-0.83	*0.04%*
18.2	1.0000	1.0000	6.98	6.98	*0.03%*	-1.21	-1.21	*0.22%*	1.28	1.28	*-0.04%*	-0.80	-0.80	*0.04%*
19.5	0.9828	0.9804	6.77	6.77	*0.02%*	-1.18	-1.18	*0.25%*	1.25	1.25	*-0.17%*	-0.78	-0.78	*0.09%*
25.6	0.8889	0.9939	6.88	6.89	*0.02%*	-1.20	-1.20	*0.28%*	1.20	1.20	*-0.05%*	-0.79	-0.79	*0.04%*
13.5	0.7734	0.8605	5.75	5.75	*-0.03%*	-1.08	-1.08	*-0.11%*	1.00	1.00	*-0.16%*	-0.66	-0.66	*-0.02%*
4.4	0.8808	0.8534	6.07	6.07	*-0.01%*	-1.13	-1.13	*-0.05%*	1.11	1.11	*-0.11%*	-0.70	-0.70	*-0.01%*
31.5	0.8745	0.9367	6.33	6.33	*-0.02%*	-1.12	-1.12	*0.02%*	1.13	1.12	*-0.28%*	-0.73	-0.73	*0.00%*
25.9	0.8286	0.9416	6.40	6.40	*-0.01%*	-1.14	-1.14	*-0.04%*	1.11	1.11	*-0.08%*	-0.74	-0.74	*-0.01%*
25.6	0.7622	0.8884	5.96	5.96	*-0.03%*	-1.10	-1.10	*-0.10%*	1.02	1.02	*-0.20%*	-0.69	-0.69	*-0.02%*

Таблиця 5.7 – Похибка статичної моделі температурних напружень диск 2 ступеня ТК

T_{sens1}	k_α	k_t	$\sigma_{t\,x}$, кг/мм^2			$\sigma_{t\,y}$, кг/мм^2			$\sigma_{t\,z}$, кг/мм^2			$\sigma_{t\,xy}$, кг/мм^2		
			FEM	модель	$\delta(\sigma_t)$, %	FEM	модель	$\delta(\sigma_t)$, %	FEM	модель	$\delta(\sigma_t)$, %	FEM	модель	$\delta(\sigma_t)$, %
30.2	0.5030	0.6289	7.72	7.71	*-0.06%*	0.11	0.11	*0.22%*	-2.50	-2.50	*0.06%*	-1.29	-1.29	*-0.04%*
3.2	1.0339	0.9720	11.73	11.73	*0.00%*	0.16	0.16	*0.94%*	-3.68	-3.68	*-0.06%*	-1.96	-1.96	*-0.03%*
18.2	1.0000	1.0000	11.32	11.32	*-0.01%*	0.16	0.16	*0.16%*	-3.61	-3.61	*-0.03%*	-1.89	-1.89	*0.01%*
19.5	0.9828	0.9804	11.01	11.01	*-0.01%*	0.15	0.15	*0.08%*	-3.49	-3.49	*0.00%*	-1.84	-1.84	*0.00%*
25.6	0.8889	0.9939	11.22	11.22	*-0.01%*	0.15	0.15	*0.19%*	-3.66	-3.66	*-0.02%*	-1.88	-1.88	*0.01%*
13.5	0.7734	0.8605	9.47	9.46	*-0.03%*	0.13	0.13	*0.19%*	-2.94	-2.95	*0.08%*	-1.58	-1.58	*-0.01%*
4.4	0.8808	0.8534	9.95	9.95	*-0.01%*	0.13	0.13	*0.08%*	-3.03	-3.03	*0.06%*	-1.66	-1.66	*0.00%*
31.5	0.8745	0.9367	10.35	10.34	*-0.02%*	0.14	0.14	*0.10%*	-3.29	-3.30	*0.04%*	-1.73	-1.73	*-0.01%*
25.9	0.8286	0.9416	10.49	10.49	*-0.01%*	0.14	0.14	*0.05%*	-3.37	-3.37	*0.02%*	-1.75	-1.75	*-0.01%*

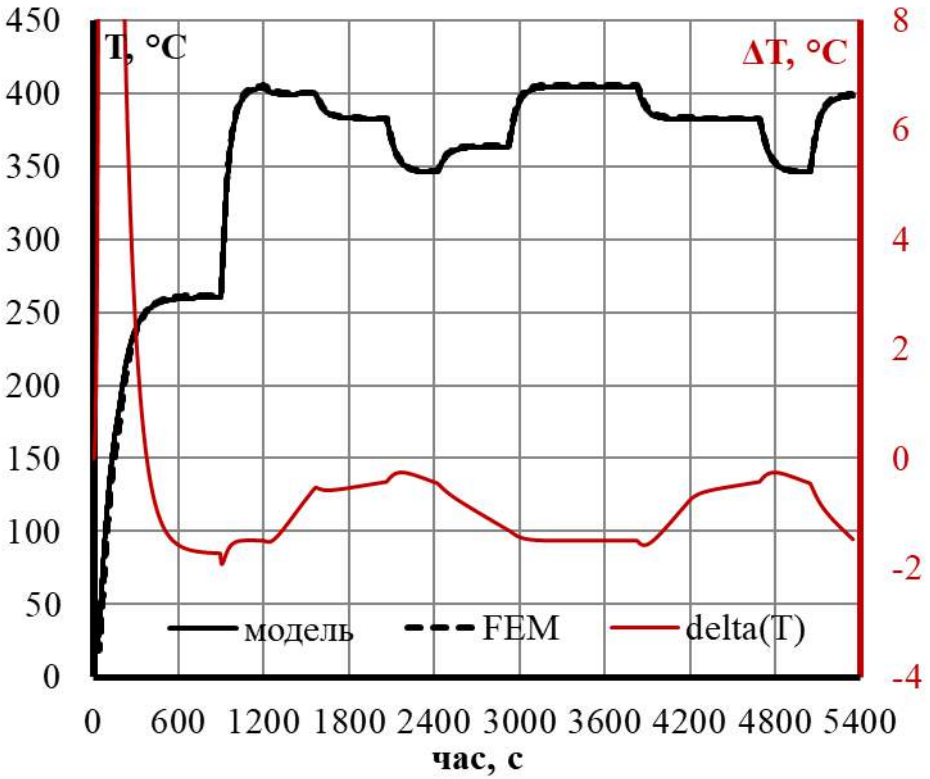

Рис. 5.12 – Оцінка похибки температури критичної точки диска 1 ступеня ТК на перехідних режимах:

--- t_{FEM}; – $t_{модель}$; – Δt

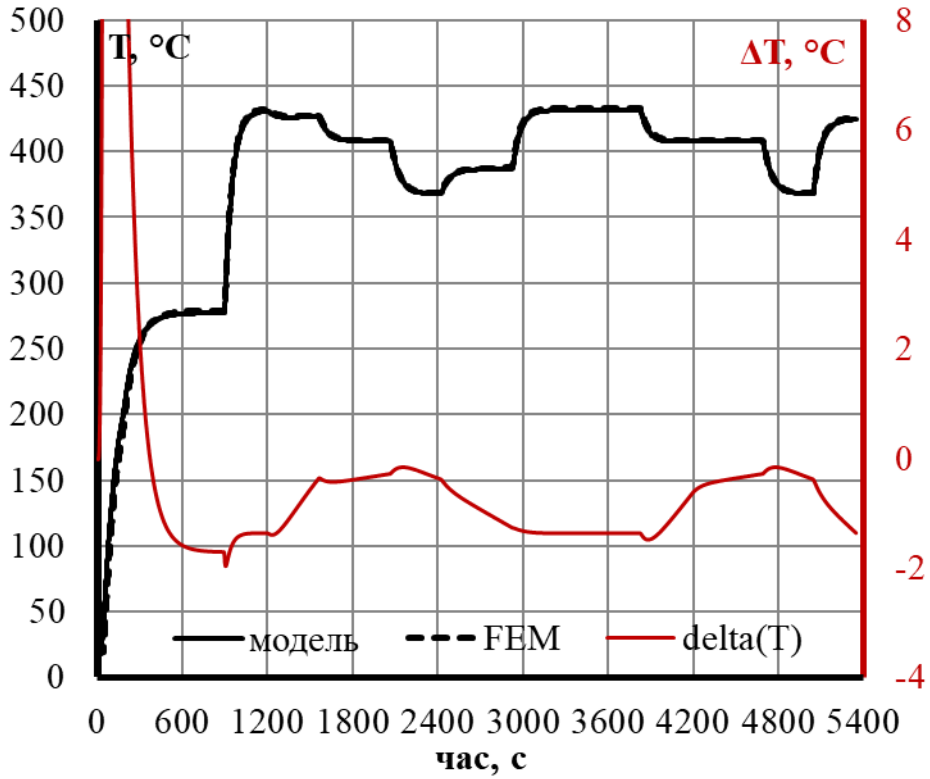

Рис. 5.13 – Оцінка похибки температури критичної точки диска 2 ступеня ТК на перехідних режимах:

--- t_{FEM}; – $t_{модель}$; – Δt

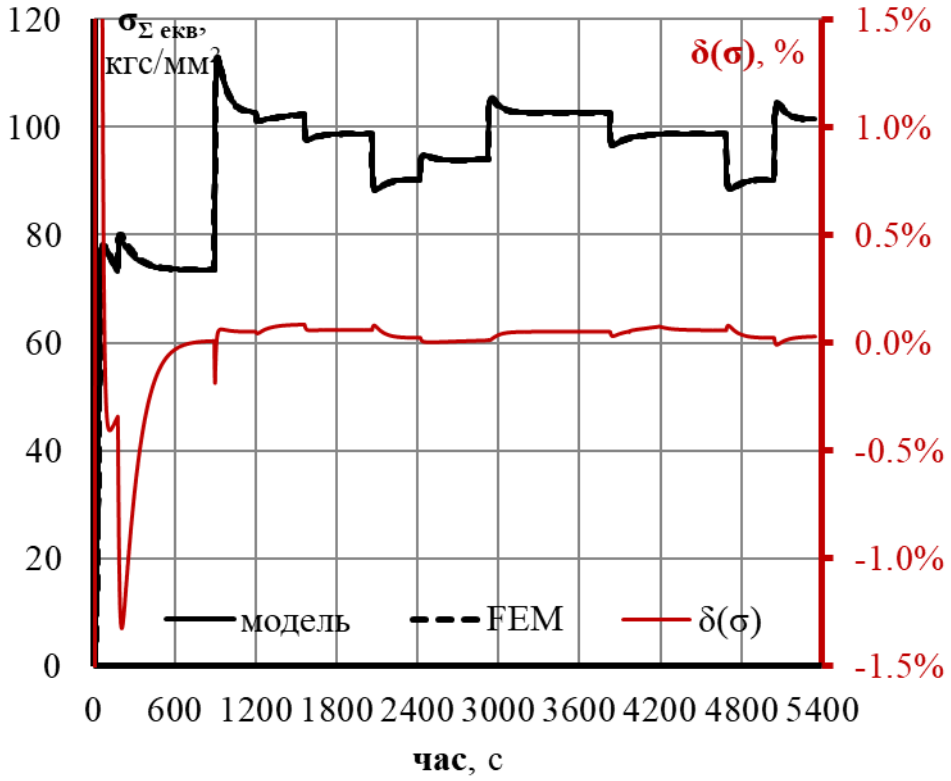

Рис. 5.14 – Похибка еквівалентних напружень диска 1 ступеня ТК на перехідних режимах:

--- $\sigma_{екв\ FEM}$; – $\sigma_{екв\ модель}$; – $\delta(\sigma_{екв})$

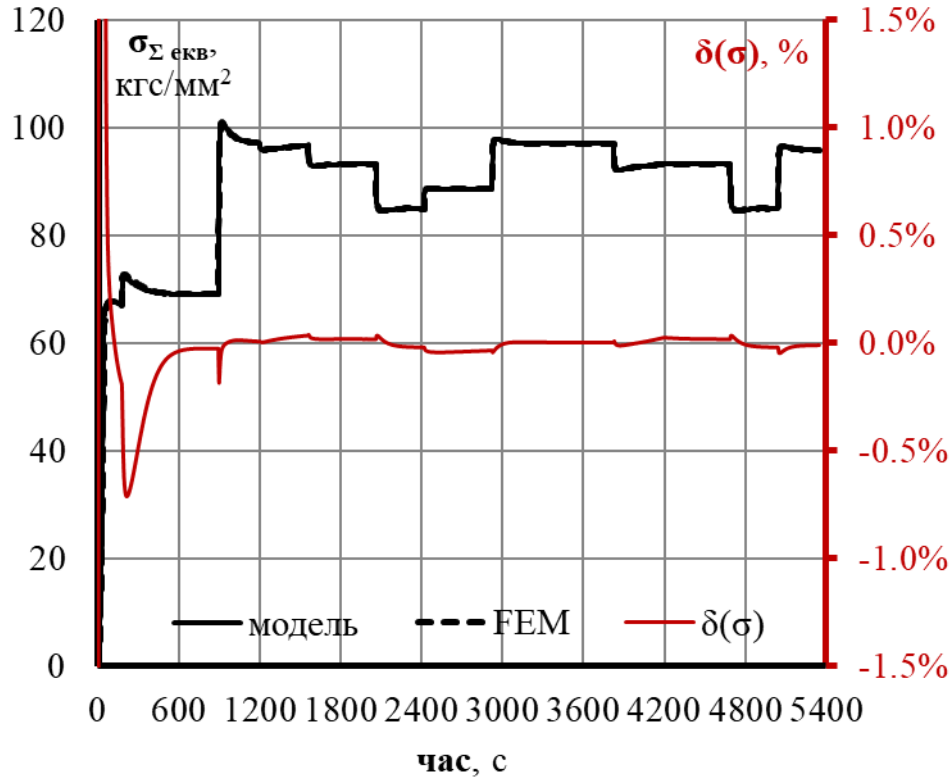

Рис. 5.15 – Похибка еквівалентних напружень диска 2 ступеня ТК на перехідних режимах:

--- $\sigma_{екв\ FEM}$; – $\sigma_{екв\ модель}$; – $\delta(\sigma_{екв})$

5.4.2 Оцінка похибки визначення пошкоджень

Порівняння оцінок пошкоджень (див. формулу (1.14)) контрольованих деталей на базі результатів обчислення їх термонапруженого стану з використанням розроблених алгоритмів моніторингу ресурсу та з використанням скінченно-елементних моделей виконано з такими припущеннями та спрощеннями:

1) розрахунок циклів до руйнування N_f виконано для основного циклу навантаження – «**0**–**max**–**0**» з використанням формули Менсона (1.15);

2) максимальне значення еквівалентних напружень взято для нестаціонарного розрахунку термонапруженого стану деталей в умовах роботи ТПЦ (див. рис. 2.2);

3) максимальна температура відповідає моменту часу при максимальних напруженнях у зазначеному ТПЦ;

4) підцикли до уваги не приймаються;

5) розмах деформацій Δε відповідає пружно-пластичним деформаціям при додаванні та скиданні навантаження, які визначаються за методом Нейбера (див. рис. 2.11);

6) якщо пластичних деформацій не виникає, то розмах дорівнює максимальній пружній деформації при навантаженні.

У табл. 5.8 представлено загальні похибки оцінок пошкоджень дисків ТК за розробленими моніторинговими алгоритмами.

Таблиця 5.8 – Похибки моніторингових моделей дисків ТК

Параметр	**Диск 1 ступеня ТК**			**Диск 2 ступеня ТК**		
	модель	*еталон*	δ	модель	*еталон*	δ
$\sigma_{ep\ max}$, **кгс/мм²**	79,51	*79,46*	0,06%	76,08	*75,80*	0,37%
$\sigma_{ep\ min}$, **кгс/мм²**	-25,53	*-25,49*	0,16%	-22,22	*-21,92*	1,37%
t_{max}, **°C**	300,2	*303,1*	-2,9 K	324,9	*345,6*	-20,7 K
$\Delta\varepsilon$	$6{,}595\cdot10^{-3}$	$6{,}590\cdot10^{-3}$	0,08%	$5{,}661\cdot10^{-3}$	$5{,}621\cdot10^{-3}$	0,71%
N_f	$1{,}9010\cdot10^{4}$	$1{,}9099\cdot10^{4}$	-0,47%	$4{,}0661\cdot10^{4}$	$4{,}2559\cdot10^{4}$	-4,46%
D	$5{,}2605\cdot10^{-5}$	$5{,}2360\cdot10^{-5}$	0,47%	$2{,}4594\cdot10^{-5}$	$2{,}3497\cdot10^{-5}$	4,67%

З огляду на результати порівняння моніторингових моделей зі скінченно-елементними можна констатувати завелику розбіжність в температурах дисків 1 і 2 ступенів ТК. У результаті детального аналізу виявлено, що ця розбіжність спричинена не похибкою моделі температури, а незначною відмінністю динаміки температурних напружень, через що сумарні еквівалентні напруження в моніторингових і скінченно-елементних моделях набувають свого максимального значення в різні моменти часу. Так, найбільша різниця в температурах для диска 1 ступеня ТК і пік еквівалентних умовно пружних напружень $\sigma_{e\,max}$ припадає на момент часу 920 с, а для скінченно-елементних моделей – на 932 с, при чому зміна напружень впродовж зазначеного інтервалу часу не перевищує 0,5 кгс/мм^2, а покрокове порівняння температур показує відмінність, яка не перевищує 3,5 градусів.

Ця обставина означає, що уточнення потребує лише моніторингова динамічна модель температурних напружень диска 2 ступеня ТК. З огляду на результати, отримані для диска 1 ступеня ТК можна вважати, що вибрані за розробленим критерієм моделі невимірюваних параметрів забезпечують достатню точність усього подальшого ланцюжка розрахунків.

5.5 Висновки за розділом 5

У даному розділі здійснено практичну апробацію рекомендацій щодо вибору структури моніторингових моделей, розроблених на основі запропонованого критерію якості. Для авіаційного двигуна типу ТВ3-117 із фіксованим штатним складом вимірювань сформовано наскрізний алгоритм моніторингу, який включає розрахунок параметрів проточної частини, теплового та напружено-деформованого станів, а також оцінювання виробітку ресурсу дисків турбіни. За результатами порівняльного аналізу швидкорахункових моніторингових моделей із еталонними FE-моделями отримано такі основні результати:

1. Встановлено, що на усталених режимах максимальна похибка визначення температур дисків не перевищує 0,1 °С, а напружень – 0,5 %. При імітації умов типового польотного циклу локальний максимум похибки оцінки еквівалентних

напружень (до ±1,5 %) фіксується винятково на етапі запуску двигуна, що зумовлено виходом параметрів за межі діапазону ідентифікації моніторингових моделей. Оскільки ця розбіжність припадає на відносно низькі (безпечні) рівні напружень, вона не впливає на достовірність результатів. Натомість на момент виходу на максимальний режим похибка не перевищує ±0,15 %, а під час досягнення пікових напружень у критичних точках деталей – зменшується майже до нуля.

2. Оцінено підсумкову похибку визначення ресурсу за механізмом МЦВ. Розрахунок накопичених пошкоджень показав, що розбіжність між моніторинговим алгоритмом та еталонною FE-моделлю для диска 1 ступеня становить лише 0,47 %. Для диска 2 ступеня похибка складає 4,67 %.

3. Доведено, що різниця пікових значень температур для диска 2 ступеня (близько 20 K) не є наслідком накопичення похибок базових моделей, а спричинена винятково фазовим зсувом (різницею за часом) моментів настання максимальних напружень в еталонній та моніторинговій моделях.

4. Підтверджено універсальність розробленого критерію якості. Доведено ефективність його застосування як на етапі проектування (для вибору складу вимірювань), так і в експлуатації (для підбору моделі під наявні датчики). Незалежна оцінка методичної та інструментальної похибок, а також врахування робастності, роблять критерій гнучким інструментом для забезпечення достовірності моніторингу навіть в умовах довгострокової експлуатаційної деградації ГТД.

5. Результати роботи впроваджено в практику ДП «Мотор Січ» у вигляді алгоритмічного та програмного забезпечення для систем моніторингу термонапруженого стану та ресурсу дисків турбін при виконанні робіт за договором №203-8/2023(УГК) від 28 вересня 2023 р. «Алгоритмічна і програмна реалізація методики розрахунку відпрацювання циклічного ресурсу критичних деталей для електронної системи автоматичного управління двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В-01Т 1 серії».

Аналогічні роботи зі створення моніторингових моделей для моніторингу виробітку ресурсу було виконано за участю автора при виконанні робіт за договорами №05-НТ/2012(УГК) від 1 березня 2012 р. «Розробка методики та програмного

комплексу моніторингу виробітку ресурсів деталей двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В», №203-38/2008 «Розробка методичного й програмного забезпечення моніторингу виробітку ресурсів основних деталей двигунів Д-436-148 і АІ-450-МС на літаках АН-148», IHY20/1718UA-203-5/2021 від 29 січня 2021 р. «Development of the method of the aircraft engine life-time monitoring».

Результати зазначених робіт опубліковано в працях автора [3, 3, 5].

Література до п’ятого розділу

1. Олейник А. В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей : дис. … д-ра техн. наук : 05.07.05 / Олейник Алексей Васильевич. – Харьков, 2006. – 240 с.
2. Зеленский Р. Л. Моделирование динамики радиального размера диска турбины, обусловленной действием механических факторов / Р. Л. Зеленский, С. В. Епифанов, Е. В. Марценюк, В. В. Бойко // *Вісник двигунобудування*. – 2015. № 2. – С. 80-91.
3. Dynamic turbine clearance simulation considering the influence of temperature on mechanical load-induced displacements / R. Zelenskyi, S. Yepifanov, Y. Martsenyuk [et al.] // Journal of Aerospace Engineering. – 2017. – Vol. 30, Iss. 5. – P. 04017042-1–04017042-11. DOI: https://doi.org/10.1061/(ASCE)AS.1943-5525.0000751.
4. Швець, І. В. Повітряне охолодження деталей газових турбін / І. В. Швець, Є. П. Дибан. – Київ : Наукова думка, 1974. – 488 с.
5. Martcenyuk, Ye. Steady and transient thermal state of turbine disk estimation for life-time monitoring / Ye. Martcenyuk // Transactions on Aerospace Research. – 2020. – № 3(260). – P. 21-29. DOI: https://doi.org/10.1061/(ASCE)AS.1943-5525.0000751

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв’язано актуальну науково-прикладну задачу створення методу обґрунтованого вибору складу вимірюваних параметрів авіаційних ГТД для експлуатаційного моніторингу виробітку ресурсу дисків. На основі проведених теоретичних і розрахункових досліджень отримано такі основні результати:

1. Виконано аналіз проблеми моніторингу виробітку ресурсу основних деталей авіаційних ГТД. Доведено, що існуючі методи обґрунтування складу вимірюваних параметрів орієнтовані переважно на задачі діагностування проточної частини або оцінювання ресурсу робочих лопаток (в умовах тривалого статичного навантаження) і не можуть бути безпосередньо застосовані для дисків турбіни, де визначальним фактором є малоциклова втома. Обґрунтовано необхідність розроблення нових критеріїв, які б комплексно враховували вплив похибок вимірювання, робастність моніторингових моделей та специфіку перетворення інформації під час розрахунку накопичених пошкоджень.
2. Запропоновано новий метод формування складу вимірюваних параметрів ГТД для забезпечення моніторингу виробітку ресурсу дисків. На відміну від існуючих підходів, розроблений метод безпосередньо враховує циклічний характер термонапруженого стану дисків і дозволяє синтезувати найкращий склад вимірювань для будь-якого заданого узагальненого польотного циклу.
3. Виконано комплексний аналіз чинників похибок моніторингу циклічного ресурсу дисків авіаційних ГТД. За допомогою аналізу чутливостей отримано універсальні залежності, що визначають залежності окремих складових зазначених похибок від властивостей матеріалів і умов теплового й силового навантаження.
4. Сформульовано новий інтегральний критерій ефективності складу вимірюваних параметрів. Доведено, що комплексне врахування в ньому інструментальних і методичних похибок, профілю польотного циклу, а

також показника робастності (стійкості моделей теплового й напруженого станів до зміни технічного стану двигуна) дозволяє гарантувати задану точність оцінювання малоциклової втоми в найбільш критичних зонах експлуатації.

5. Розроблено комплекс математичних моделей для визначення невимірюваних параметрів робочого процесу (температури та тиску у відповідних перерізах проточної частини). На прикладі турбовального двигуна типу ТВ3-117 сформовано альтернативні структури моніторингових моделей із використанням підходів регресійного аналізу, термодинамічних співвідношень і методу головних компонент, що створило необхідний базис для пошуку оптимальної конфігурації системи моніторингу.
6. За допомогою розробленого критерію якості виконано комплексний аналіз ефективності створених моделей. Визначено раціональні галузі їх застосування: встановлено, що для обмежених («скорочених») складів вимірювань доцільно використовувати регресійні моделі (різниця якості з термодинамічними не перевищує 0,3 %, проте структура значно простіша). Для розширених складів вимірювань доведено перевагу термодинамічних моделей завдяки їхній вищій стійкості до деградації вузлів.
7. Кількісно оцінено вплив складу вимірюваних параметрів на ефективність моніторингу. Доведено, що порівняно зі штатним складом вимірювань двигуна ТВ3-117, введення додаткового контролю температури за компресором покращує показник робастності на 37 %, а спільне додавання вимірювань температур за компресором та за турбіною компресора – на 64 %.
8. Здійснено наскрізну перевірку та практичну апробацію алгоритмів моніторингу шляхом порівняння отримуваних результатів з результатами, отриманими з використанням еталонних скінченно-елементних моделей. Установлено, що на усталених режимах максимальна похибка визначення температур дисків не перевищує 0,1 °C,

а напружень – 0,5 %. Локальний максимум похибки (до ±1,5 %) на перехідних режимах фіксується винятково на етапі запуску двигуна (за низьких рівнів напружень), а під час досягнення пікових навантажень у критичних точках – зменшується майже до нуля.

9. Оцінено підсумкову похибку визначення ресурсу за механізмом малоциклової втоми. Розрахунок показав, що розбіжність між швидкорахунковим алгоритмом та еталонною моделлю для диска 1го ступеня становить лише 0,47 %, а для диска 2го ступеня – 4,67 %. Доведено, що ці розбіжності (зокрема різниця пікових температур для диска 2го ступеня ТК близько 20 К) не є наслідком накопичення похибок, а спричинені винятково фазовим зсувом моментів настання максимальних напружень.
10. Підтверджено універсальність розробленого критерію якості. Доведено ефективність його застосування як на етапі проєктування ГТД (для вибору складу вимірювань), так і в процесі експлуатації (для підбору моделі під наявні датчики в умовах довгострокової деградації двигуна).
11. Результати дисертаційної роботи впроваджено в практику провідних підприємств галузі у вигляді алгоритмічного та програмного забезпечення для систем моніторингу термонапруженого стану та ресурсу дисків турбін. Зокрема, результати використано під час виконання робіт для АТ «МОТОР СІЧ» (договори №203-8/2023(УГК) для двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В-01Т 1 серії, №05-НТ/2012(УГК) для двигуна ТВ3-117ВМА-СБМ1В, №203-38/2008 для двигунів Д-436-148 і АІ-450-МС,) та за міжнародним контрактом № IHY20/1718UA-203-5/2021 із Shanghai HYUAN Machinery Technology Co., LTD.

Усі поставлені в роботі завдання вирішено з отриманням позитивних результатів, мету дослідження досягнуто.

Перспективними завданнями подальших досліджень є:

– поширення розробленого методу та критерію якості на інші критичні деталі газотурбінних двигунів (наприклад, робочі лопатки турбін із урахуванням механізмів тривалої міцності та повзучості);
– розширення базису альтернативних моніторингових моделей за рахунок застосування методів машинного навчання та штучних нейронних мереж;
– удосконалення алгоритмів моніторингу шляхом урахування впливу залишкового теплового стану деталей (часу вистигання після попереднього вимкнення), оскільки ігнорування цього фактора в умовах інтенсивної вертолітної експлуатації може призводити до неприпустимої похибки (до 10 %) в оцінюванні накопиченого пошкодження за політ, що вимагає відповідної адаптації розрахункових моделей;
– дослідження ефективності запропонованого підходу для багаторежимних двигунів військової авіації та безпілотних літальних апаратів зі специфічними польотними циклами;
– практична реалізація алгоритмів розрахунку виробітку ресурсу безпосередньо в складі бортових електронних систем автоматичного керування (САК) типу FADEC у режимі реального часу.

Розв`язання цих завдань забезпечить подальше підвищення достовірності оцінювання технічного стану деталей і сприятиме повноцінному переходу до стратегії безпечної експлуатації авіаційних газотурбінних двигунів за їхнім фактичним станом.

ДОДАТОК 1

Таблиця Д.1 – Значення коефіцієнтів *C* термодинамічних моделей

Моделі коефіцієнті в $C(y)$		Вимірюваний параметр-аргумент *y*					
		$n_{1\,зв}$	$P_{3\,зв}$	$T_{3\,зв}$	$T_{44\,зв}$	$T_{5\,зв}$	$W_{f\,зв}$
C_0	a0	0.8746	0.991	0.9261	0.989	1.029	0.9915
	a1	0.1905	$1.187\cdot10^{-3}$	0.1754	$1.429\cdot10^{-2}$	$-9.448\cdot10^{-2}$	$-1.233\cdot10^{-3}$
	a2	-0.1024	$-3.031\cdot10^{-3}$	-0.1549	$-2.345\cdot10^{-2}$	$7.669\cdot10^{-2}$	$-2.293\cdot10^{-4}$
	a3	$1.795\cdot10^{-2}$	$9.403\cdot10^{-4}$	$4.434\cdot10^{-2}$	$1.002\cdot10^{-2}$	$-2.129\cdot10^{-2}$	$1.908\cdot10^{-4}$
$C_{I.1}$	a0	-75.26	2.6862	116.64	8.2775	-43.021	1.0566
	a1	127.95	-8.9746	-427.18	-35.694	179.84	-0.44525
	a2	-71.534	17.419	593.01	66.731	-271.44	0.60856
	a3	13.314	-15.2	-366.75	-56.853	178.83	-0.4529
	a4	-	5.0206	85.226	18.572	-43.285	0.17121
$C_{I.2}$	a0	15.972	0.93656	4.1569	4.6163	48.058	0.84187
	a1	-28.688	-0.68447	-8.8541	-16.683	-182.75	-0.3397
	a2	20.185	0.94071	8.0621	26.963	264.5	0.46405
	a3	-6.2903	-0.58221	-2.9048	-19.364	-170.01	-0.27581
	a4	0.73388	0.14256	0.30444	5.225	40.955	$6.186\cdot10^{-2}$
$C_{I.3.1}$	a0	410.27	2.6778	120.17	7.7264	-59.911	1.0177
	a1	-912.3	-9.0881	-440.24	-33.697	244.66	-0.35692
	a2	763.31	17.762	610.91	63.977	-364.89	0.52621
	a3	-284.15	-15.538	-377.57	-55.174	238.76	-0.41129
	a4	39.708	5.141	87.683	18.211	-57.689	0.1641
$C_{I.3.2}$	a0	$1.344\cdot10^{5}$	1325.2	$-3.408\cdot10^{4}$	$2.023\cdot10^{4}$	$3.711\cdot10^{5}$	1231
	a1	$-2.636\cdot10^{5}$	-1797.6	$1.365\cdot10^{5}$	$-8.017\cdot10^{4}$	$-1.421\cdot10^{6}$	-2359.4
	a2	$1.953\cdot10^{5}$	574.39	$-1.947\cdot10^{5}$	$1.231\cdot10^{5}$	$2.046\cdot10^{6}$	2633.7
	a3	$-6.448\cdot10^{4}$	716.07	$1.205\cdot10^{5}$	$-8.483\cdot10^{4}$	$-1.310\cdot10^{6}$	-1447.4
	a4	7975	-482.23	$-2.759\cdot10^{4}$	$2.195\cdot10^{4}$	$3.145\cdot10^{5}$	300.78
$C_{I.4.1}$	a0	495.91	3.7367	114.48	14.679	27.042	1.5007
	a1	-1101.6	-12.7	-422.8	-60.814	-76.321	-1.2708
	a2	922.72	23.868	596	105.87	81.581	1.4967
	a3	-344.48	-20.61	-375.73	-85.248	-38.407	-0.90686
	a4	48.343	6.8263	89.229	26.755	7.2009	0.28359
$C_{I.4.2}$	a0	400.66	2.9111	130.55	8.988	-77.425	1.065
	a1	-892.87	-10.075	-476.35	-39.73	312.37	-0.3566
	a2	748.95	19.755	658.34	74.92	-463.23	0.6352
	a3	-279.59	-17.224	-405.46	-63.8	302.42	-0.4901
	a4	39.199	5.6982	93.924	20.81	-73.109	0.1884

Моделі коефіцієнті в $C(y)$		Вимірюваний параметр-аргумент y					
		$n_{1\,зв}$	$P_{3\,зв}$	$T_{3\,зв}$	$T_{44\,зв}$	$T_{5\,зв}$	$W_{f\,зв}$
$C_{I.4.3}$	a0	968.92	4.2792	308.37	17.129	-187.43	0.10423
	a1	-2161.6	-22.721	-1134	-86.478	743.29	-0.68636
	a2	1810.1	44.681	1566.5	165.22	-1097.5	1.258
	a3	-674.37	-39.036	-963.78	-142.3	713.65	-1.0309
	a4	94.323	12.903	222.87	46.78	-171.92	0.41381
$C_{I.5}$	a0	-169.93	1.982	11.581	6.5337	-31.001	1.7544
	a1	377.82	-1.1691	-23.927	-22.934	120.36	$1.231\cdot10^{-2}$
	a2	-311.4	2.4193	16.961	39.406	-168.85	0.48
	a3	113.77	-1.736	-1.5033	-28.632	107.26	-0.32814
	a4	-15.512	0.52936	-1.2866	7.7304	-25.78	$7.722\cdot10^{-2}$
$C_{I.5.1}$	a0	38.018	0.78882	-4.8462	-0.36248	11.674	0.84712
	a1	-82.156	0.28446	17.326	5.9751	-39.585	$-2.678\cdot10^{-2}$
	a2	68.066	-0.61661	-19.034	-10.562	54.972	-0.10385
	a3	-25.017	0.44288	8.8593	7.8631	-34.435	0.08
	a4	3.4326	-0.1301	-1.4837	-2.1627	8.1557	$-1.975\cdot10^{-2}$
$C_{I.5.2}$	a0	-2334.9	-14.45	620.17	-82.712	-2897	-14.716
	a1	4990.4	9.2319	-2163.2	238.1	10920	18.011
	a2	-4042.3	4.8531	2726.4	-286.72	-15530	-13.471
	a3	1461.8	-7.2647	-1497.5	164.06	9853	5.8952
	a4	-198.43	2.6785	304.95	-36.698	-2349	-1.0944
$C_{I.6.1}$	a0	-317.17	0.2817	-21.213	-51.592	-752.62	1.4791
	a1	633.05	9.2001	45.122	232.19	2910.7	5.2479
	a2	-470.92	-11.746	-15.987	-371.56	-4204.2	-6.7062
	a3	156.25	6.9378	-11.335	265.35	2698.7	3.9123
	a4	-19.512	-1.5995	6.1479	-71.291	-649.47	-0.86799
$C_{I.6.2}$	a0	$-1.594\cdot10^{7}$	$-3.669\cdot10^{4}$	$7.111\cdot10^{6}$	$-9.625\cdot10^{5}$	$-2.956\cdot10^{7}$	$-2.180\cdot10^{4}$
	a1	$3.406\cdot10^{7}$	$1.968\cdot10^{5}$	$-2.470\cdot10^{7}$	$3.523\cdot10^{6}$	$1.118\cdot10^{8}$	$1.998\cdot10^{5}$
	a2	$-2.756\cdot10^{7}$	$-1.395\cdot10^{5}$	$3.166\cdot10^{7}$	$-4.670\cdot10^{6}$	$-1.586\cdot10^{8}$	$-1.713\cdot10^{5}$
	a3	$1.001\cdot10^{7}$	$7.486\cdot10^{4}$	$-1.769\cdot10^{7}$	$2.886\cdot10^{6}$	$1.004\cdot10^{8}$	$7.859\cdot10^{4}$
	a4	$-1.372\cdot10^{6}$	$-2.248\cdot10^{4}$	$3.654\cdot10^{6}$	$-6.980\cdot10^{5}$	$-2.387\cdot10^{7}$	$-1.535\cdot10^{4}$
$C_{III.1}$	a0	-0.91576	1.6842	-	7.4376	-	1.5409
	a1	8	-1.402	-	-22.591	-	-1.0924
	a2	-7.0039	1.4495	-	30.56	-	1.059
	a3	1.9829	-0.93659	-	-18.777	-	-0.489
	a4	-0.11389	0.31412	-	4.4812	-	$9.532\cdot10^{-2}$
$C_{III.3}$	a0	-68.507	1.5655	-	4.1485	-	1.4319
	a1	149.91	-1.1354	-	-8.959	-	-0.69875
	a2	-118.84	1.4365	-	9.07	-	0.65085
	a3	41.142	-1.1171	-	-3.4335	-	-0.25212
	a4	-5.2434	0.43031	-	0.37856	-	$4.400\cdot10^{-2}$

Моделі коефіцієнті в $C(y)$		Вимірюваний параметр-аргумент y					
		$n_{1\,зв}$	$P_{3\,зв}$	$T_{3\,зв}$	$T_{44\,зв}$	$T_{5\,зв}$	$W_{f\,зв}$
$C_{III.6}$	a0	-37.94	-0.008451	-	-6.6841	-	0.14881
	a1	75.07	1.188	-	30.003	-	0.65526
	a2	-55.319	-1.546	-	-48.191	-	-0.85422
	a3	18.161	0.9209	-	34.493	-	0.50205
	a4	-2.2419	-0.2138	-	-9.282	-	-0.11179
$C_{III.8.2}$	a0	$9.825\cdot10^{5}$	4182.7	-	$7.011\cdot10^{4}$	-	1740.1
	a1	$-2.062\cdot10^{6}$	$-1.570\cdot10^{4}$	-	$-3.114\cdot10^{5}$	-	-5204.5
	a2	$1.625\cdot10^{6}$	$2.465\cdot10^{4}$	-	$5.222\cdot10^{5}$	-	7394
	a3	$-5.690\cdot10^{5}$	$-1.751\cdot10^{4}$	-	$-3.897\cdot10^{5}$	-	-4780.1
	a4	$7.474\cdot10^{4}$	4664.9	-	$1.090\cdot10^{5}$	-	1151
$C_{III.10}$	a0	45.767	0.3341	-	5.7935	-	0.20141
	a1	-92.911	-1.0114	-	-24.458	-	-0.56413
	a2	71.087	1.3045	-	39.181	-	0.705
	a3	-24.27	-0.79557	-	-28.075	-	-0.41186
	a4	3.1175	0.18865	-	7.5757	-	$9.194\cdot10^{-2}$
$C_{IV.1}$	a0	-3773	-	-	-4006.7	-	73.104
	a1	5677.6	-	-	17351	-	522.29
	a2	-2768.3	-	-	-27094	-	-544.24
	a3	476.29	-	-	19209	-	306.64
	a4	-	-	-	-5137	-	-66.598
$C_{IV.3}$	a0	739.03	-	-	3.2561	-	1.2869
	a1	-1674.7	-	-	-21.65	-	1.0886
	a2	1424.6	-	-	62.646	-	-0.7085
	a3	-538.32	-	-	-68.854	-	$8.996\cdot10^{-2}$
	a4	76.293	-	-	26.877	-	0.16368
$C_{IV.3}$	a0	739.03	-	-	3.2561	-	1.2869
	a1	-1674.7	-	-	-21.65	-	1.0886
	a2	1424.6	-	-	62.646	-	-0.7085
	a3	-538.32	-	-	-68.854	-	$8.996\cdot10^{-2}$
	a4	76.293	-	-	26.877	-	0.16368
$C_{IV.4}$	a0	333.58	-	-	-4.6284	-	0.28427
	a1	-773.34	-	-	12.753	-	1.4652
	a2	670.65	-	-	-2.3383	-	-1.2609
	a3	-257.7	-	-	-13.081	-	0.51507
	a4	37.083	-	-	8.5466	-	$-2.62\cdot10^{-3}$
$C_{IV.7}$	a0	-307.84	-	-	-13.333	-	1.2051
	a1	652.52	-	-	61.649	-	1.9196
	a2	-516.85	-	-	-96.093	-	-1.938
	a3	182.12	-	-	68.182	-	1.0936
	a4	-24.037	-	-	-18.225	-	-0.23665

Моделі коефіцієнті в $C(y)$		Вимірюваний параметр-аргумент y					
		$n_{1\,зв}$	$P_{3\,зв}$	$T_{3\,зв}$	$T_{44\,зв}$	$T_{5\,зв}$	$W_{f\,зв}$
$C_{IV.10.1}$	a0	$-9.306\cdot10^{-6}$	-	-	$-7.416\cdot10^{-8}$	-	$3.902\cdot10^{-10}$
	a1	$2.026\cdot10^{-5}$	-	-	$1.8949\cdot10^{-7}$	-	$3.710\cdot10^{-8}$
	a2	$-1.658\cdot10^{-5}$	-	-	$-1.068\cdot10^{-7}$	-	$-1.986\cdot10^{-8}$
	a3	$6.035\cdot10^{-6}$	-	-	$2.1818\cdot10^{-8}$	-	$7.353\cdot10^{-9}$
	a4	$-8.231\cdot10^{-7}$	-	-	$-2.19\cdot10^{-9}$	-	$-1.377\cdot10^{-9}$
$C_{IV.10.2}$	a0	-3779.4	-	-	-30.12	-	0.15848
	a1	8229.9	-	-	76.958	-	15.067
	a2	-6732.3	-	-	-43.386	-	-8.066
	a3	2451.1	-	-	8.8608	-	2.9861
	a4	-334.28	-	-	-0.88934	-	-0.55915
$C_{IV.11}$	a0	-60371	-	-	-2763.8	-	25.53
	a1	$1.290\cdot10^{5}$	-	-	10993	-	511.07
	a2	$-1.038\cdot10^{5}$	-	-	$-1.57\cdot10^{4}$	-	-452.78
	a3	$3.729\cdot10^{4}$	-	-	10449	-	223.53
	a4	-5035.4	-	-	-2687.6	-	-45.869
$C_{IV.12}$	a0	75.452	-	-	0.059996	-	0.68598
	a1	-159.87	-	-	0.25687	-	0.41861
	a2	126.97	-	-	4.1123	-	-0.33596
	a3	-44.295	-	-	-5.645	-	$9.025\cdot10^{-2}$
	a4	5.7246	-	-	2.0459	-	$-8.429\cdot10^{-3}$

ДОДАТОК 2

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер

АТ "МОТОР СІЧ"

Костянтин БАЛУШОК

«19» травня 2026 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження

МАРЦЕНЮКА Євгена Вікторовича

на здобуття наукового ступеня кандидата наук

за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Комісія у складі:

голови – головного конструктора – начальника УГК АТ «МОТОР СІЧ», PhD Подгорського К. М.

членів – головного конструктора – начальника КБ 2 УГК, к.т.н. Басова Ю.Ф. та заступника головного конструктора УГК, Гліксона І. Л

розглянула матеріали наукових досліджень ст. викладача Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут» Марценюка Є. В.

Комісія засвідчує:

1. У результаті наукових досліджень, проведених Марценюком Євгеном Вікторовичем у рамках виконання договору між АТ «МОТОР СІЧ» і «ХАІ», отримано наступні результати:

- запропоновано новий метод формування складу вимірюваних параметрів ГТД для задач моніторингу виробітку ресурсу дисків, який безпосередньо враховує циклічний характер термонапруженого стану

деталей і дозволяє синтезувати найкращий склад вимірювань для будь-якого заданого узагальненого польотного циклу;

- сформульовано новий інтегральний критерій ефективності складу вимірювань, який дозволяє гарантувати задану точність оцінювання малоциклової втоми в найбільш критичних зонах деталей;

- виконано аналіз ефективності розроблених альтернативних моделей невимірюваних параметрів і встановлено, що для штатного складу вимірювань маршового вертолітного двигуна доцільно використовувати регресійні моделі.

2. Результати наукових досліджень використано при розробці алгоритмічної і програмної реалізації методики розрахунку відпрацювання циклічного ресурсу критичних деталей маршового вертолітного двигуна. Верифікація розроблених математичних моделей і алгоритму моніторингу виробітку ресурсу, виконана спеціалістами підприємства із використанням скінченно-елементних моделей, підтвердила, що зазначені моделі й алгоритми забезпечують необхідну точність, і тому рекомендовано до впровадження в наземних і бортових системах експлуатаційного моніторингу виробітку ресурсу.

Голова комісії: К. М. Подгорський

Члени комісії: Ю. Ф. Басов

І. Л. Гліксон

ДОДАТОК 3

ЗАТВЕРДЖУЮ
Проректор з науково-педагогічної роботи Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут», к.т.н., доцент

Андрій ГУМЕННИЙ

АКТ

впровадження в навчальному процесі
результатів дисертаційної роботи Марценюка Євгена Вікторовича,
виконаної на здобуття наукового ступеня кандидата наук

Комісія у складі голови – декана факультету авіаційних двигунів, к.т.н., доцента Юрія ШИРОКОГО, членів завідувача кафедри конструкції авіаційних двигунів, д.т.н. Сергія ЄПІФАНОВА та професора кафедри конструкції авіаційних двигунів, к.т.н. Юрія ГУСЄВА встановила, що результати наукових досліджень Марценюка Євгена Вікторовича, а саме:

1) співвідношення, що визначають чутливість кількості циклів до руйнування за механізмом малоциклової втоми до умов навантаження й точності визначення фізичних властивостей матеріалу
2) співвідношення, що враховують ваговий внесок довільного режиму роботи двигуна в загальне пошкодження дисків турбін за малоцикловою втомою, яка накопичується протягом польотного циклу;
3) метод вибору оптимального складу вимірюваних параметрів на етапі проєктування авіаційного ГТД, або найкращих моделей невимірюваних параметрів при фіксованому складі вимірювань для існуючих двигунів, які вже знаходяться в експлуатації при створенні систем моніторингу ресурсу основних деталей

було впроваджено в навчальному процесі кафедри конструкції авіаційних двигунів у вигляді лекційних матеріалів і практичних робіт за навчальними дисциплінами «Сучасний стан і тенденції розвитку енергетичного машинобудування та матеріалознавства» та «Проєктування інженерного експерименту».

Це дозволило впровадити в навчальний процес нові науково-технічні досягнення, покращити наочність, фундаментальну та практичну спрямованість навчального процесу і у кінцевому результаті підвищити якість підготовки спеціалістів з авіаційної техніки.

Голова комісії: _____ Юрій ШИРОКИЙ

Члени комісії: _____ Сергій ЄПІФАНОВ

_____ Юрій ГУСЄВ

«11» Травня 2026 р.

ДОДАТОК 4

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій, в яких опубліковані **основні наукові результати** дисертації:

Публікації в іноземних виданнях та фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз даних:

1. Dynamic turbine clearance simulation considering the influence of temperature on mechanical load-induced displacements / R. Zelenskyi, S. Yepifanov, Ye. Martseniuk [et al.] // Journal of Aerospace Engineering. – 2017. – Vol. 30, Iss. 5. – P. 04017042-1–04017042-11. DOI: https://doi.org/10.1061/(ASCE)AS.1943-5525.0000751.

2. Martseniuk, Ye. Steady and transient thermal state of turbine disk estimation for life-time monitoring / Ye. Martseniuk // Transactions on Aerospace Research. – 2020. – Vol. 3(260). – P. 21-29. DOI: https://doi.org/10.2478/tar-2020-0014.

Статті у наукових виданнях, включених до Переліку наукових фахових видань України:

3. Марценюк, Е. В. Оценка влияния непропорциональности температурного нагружения на ресурс диска турбины авиационного ГТД / Е. В. Марценюк, А. В. Олейник, Н. А. Шимановская // Вісник двигунобудування. – 2008. – № 3. – С. 158-162.

4. Марценюк, Е. В. Выбор модели для определения температуры за компрессором при мониторинге выработки ресурса основных деталей трехвального ТРДД / Е. В. Марценюк, С. В. Епифанов, Т. В. Кулик // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2013. – № 10 (107). – С. 154–160.

5. Зеленский Р. Л. Моделирование динамики радиального размера диска турбины, обусловленной действием механических факторов / Р. Л. Зеленский, С. В. Епифанов, Е. В. Марценюк, В. В. Бойко // Вісник двигунобудування. – 2015. № 2. – С. 80-91.

6. Марценюк, Є. В. Формування критерію ефективності для вибору складу вимірюваних параметрів системи моніторингу виробітку циклічного ресурсу дисків авіаційних двигунів / Є. В. Марценюк, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2026. – № 1 (209). – С. 71-83. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2026.1.07 .

Наукові праці, які засвідчують **апробацію** матеріалів дисертації:

7. Епифанов, С. В. Влияние моделей неизмеряемых параметров на эффективность эксплуатационного мониторинга термонапряженного состояния

деталей ГТД / С. В. Епифанов, Е. В. Марценюк, К. Маравилла Эррера // Проблеми динаміки і міцності в турбомашинобудуванні. ТУРБО’2014 : V Міжнар. наук.-техн. конф. : тези доп., 27–30 трав. 2014 р., Київ, Україна / НАН України, Ін-т проблем міцності ім. Г. С. Писаренка, Наук. рада з проблеми «Механіка деформованого твердого тіла». – Київ, 2014. – С. 95–96.

8. Марценюк, Є. В. Формування моделей невимірюваних параметрів в алгоритмах моніторингу ресурсу диска ТВТ турбовального двигуна / Є. В. Марценюк, С. В. Єпіфанов. // XXVI - міжнародний конгрес двигунобудівників: тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2021 – С. 65-66.

9. Єпіфанов, С. В. Обґрунтування складу вимірювальної системи авіаційного двигуна для моніторингу ресурсу / С. В. Єпіфанов, Є. В. Марценюк // XXX Міжнародний конгрес двигунобудівників: тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2025 – С. 50-51.

10. Є. В. Марценюк. Інтегральний критерій синтезу оптимального набору вимірюваних параметрів для задач моніторингу ресурсу ГТД. VI Всеукраїнська відкрита науково-практична студентська конференція факультету авіаційних двигунів «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки»: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2026 – 125 с., 28-32.

11. Є. В. Марценюк. Аналіз ефективності моніторингових моделей невимірюваних параметрів ГТД за інтегральним критерієм якості. VI Всеукраїнська відкрита науково-практична студентська конференція факультету авіаційних двигунів «Сучасні проблеми двигунобудування, енергетики та інтелектуальної механіки»: Тези доповідей. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2026 – 125 с., 33-36.

Наукові праці, які **додатково відображають наукові результати** дисертації:

12. Марценюк, Е. В. Идентификация граничных условий теплообмена турбины по результатам испытаний / Е. В. Марценюк, Ю. А. Зеленый, С. Б. Резник, Р. Р. Климик, Т. В. Кулик // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2015. – № 41 (1150). – С. 72-76.

13. Марценюк, Е. В. Идентификация теплового состояния корпуса турбины авиационного двигателя по экспериментальным данным / Е. В. Марценюк, Ю. А. Зеленый, Р. Р. Климик // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2016. – № 7 (134). – С. 54-61.