

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет
ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

Оганян Ігор Валерійович

УДК 621.452:681.5

ДИСЕРТАЦІЯ

Визначення технічного стану паливного регулятора турбовального двигуна за
результатами заводських випробувань

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
Галузь знань 14 Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ Оганян Ігор Валерійович

Науковий керівник
Єпіфанов Сергій Валерійович,
доктор технічних наук, професор

Харків – 2025

АНОТАЦІЯ

Оганян І. В. Визначення технічного стану паливного регулятора турбовального двигуна за результатами заводських випробувань. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 142 Енергетичне машинобудування – Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, 2025.

Дисертація присвячена актуальній проблемі підвищення надійності та безпеки експлуатації авіаційних турбовальних двигунів вертольотів шляхом розробки ефективних методів визначення технічного стану паливних регуляторів. Відмови в паливній системі можуть спричиняти серйозні ускладнення й аварійні ситуації. Для забезпечення працездатності агрегатів паливної системи в межах міжремонтного ресурсу й терміну служби із заданою ймовірністю безвідмовної роботи вкрай важливо виконувати своєчасний ремонт. В свою чергу ремонт за технічним станом паливних регуляторів є найбільш ефективним видом ремонту з технологічної та економічної точки зору. Для успішного застосування технології ремонту за технічним станом необхідно розробити діагностичні методи, здатні оцінювати технічний стан паливних регуляторів.

Мета цього дослідження – це розробка методу локалізації несправностей паливного регулятора на ustalених режимах роботи в просторі вимірюваних параметрів його робочого процесу, характерних для заводських випробувань, а також методу діагностичного аналізу динамічних характеристик паливного регулятора в умовах підприємства-виробника з метою визначення його схильності до нестійкої роботи в складі системи автоматичного керування.

В роботі проведений комплексний аналіз літературних джерел, присвячених діагностуванню гідравлічних систем. Виявлено, що наявні методи не забезпечують імовірнісних оцінок технічного стану та мають обмежену ефективність за умов обмежених вимірюваних параметрів. Це сформулювало наукову проблему, визначило завдання та спрямувало пошук нових діагностичних підходів.

Розроблено нелінійну динамічну діагностичну модель паливного регулятора, яка точно відтворює гідромеханічні та механічні процеси на усталених і перехідних режимах роботи. У моделі враховано зміну конструктивних параметрів при наявності дефектів. Виконане моделювання підтвердило відповідність результатів експериментальним даним, що гарантує адекватність моделі для подальшого використання в діагностиці.

З метою застосування математичної моделі паливного регулятора в методі параметричного діагностування, отримано лінійну діагностичну модель у вигляді матриць коефіцієнтів впливу конструктивних параметрів на параметри робочого процесу. Для врахування нелінійності впливу низки параметрів (наприклад, жорсткості пружин, площі прохідних перерізів дроселів) застосовано підхід із формуванням набору матриць коефіцієнтів варіації, що дозволило обмежити похибку лінеаризації до 0,005%.

Розроблено новий метод параметричного діагностування несправностей паливного регулятора на усталених режимах, заснований на теоремі Байєса. Метод оперує ймовірнісними оцінками належності поточного стану виробу до певного класу дефектів, враховує обмеженість вимірюваних параметрів та похибки вимірювання. На тестових вибірках середній показник повноти класифікації досяг 79,3%, що є добрим результатом.

Запропоновано оригінальний метод класифікації динамічних характеристик паливного регулятора, що базується на аналізі частотних характеристик та кластеризації отриманих динамічних параметрів. Цей метод дозволяє виявляти регулятори, котрі можуть призвести до нестійкої роботи САК. Випробування на 190 агрегатах підтвердили високу ефективність: точність класифікації – 91,3%, повнота – 80,77%, F1-міра – 85,71%.

Експериментально перевірено впровадження розроблених методів у процес ремонту за технічним станом, проведено вхідний контроль семи паливних регуляторів перед ремонтом. Отримані результати засвідчили можливість виявлення дефектів на ранніх стадіях, та оптимізацію обсягу ремонтних робіт.

Точність класифікації склала від 67% до 100% залежно від складності завдання та подібності впливу параметрів.

Виявлено обмеження методів, пов'язані з кореляційною залежністю між конструктивними параметрами та складністю ідентифікації моделі, а також запропоновано удосконалення: застосування експертних систем та багатопараметричних алгоритмів ідентифікації, що дозволить підвищити глибину локалізації несправностей.

Таким чином, у дисертації розроблено комплекс методів, що охоплює параметричне діагностування паливних регуляторів на ustalених режимах із використанням ймовірнісних оцінок, класифікацію динамічних характеристик для виявлення агрегатів, використання яких у складі САК може привести до втрати її стійкості, та підходи до вхідного контролю під час ремонту за технічним станом.

Наукова новизна роботи:

1. **Уперше** запропоновано метод виявлення паливних регуляторів, що спільно із двигуном здатні спричинити нестійку роботу системи автоматичного керування, який відрізняється від відомих застосуванням методів кластеризації до динамічних характеристик зазначених регуляторів, і забезпечує виявлення несправних регуляторів безпосередньо в умовах підприємства-виробника.

2. Розроблено **новий** метод параметричного діагностування гідромеханічного паливного регулятора в просторі параметрів робочого процесу, який відрізняється від відомих використанням вдосконаленої математичної моделі зазначеного регулятора та аналізом визначених методом Байєса ймовірностей можливих технічних станів об'єкта, що дозволяє розпізнавати несправності регулятора на ustalених режимах роботи за наявності складу вимірюваних параметрів, характерного для заводських випробувань.

3. **Набули подальшого розвитку** методи моделювання гідромеханічних систем: шляхом введення характеристик елементів, що змінюються внаслідок зміни технічного стану, створено нелінійну динамічну діагностичну модель паливного регулятора турбовального двигуна вертольота, яка забезпечує

моделювання впливу несправностей на параметри робочого процесу та може бути використана для формування методів параметричного діагностування.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Створена діагностична математична модель паливного регулятора дозволяє моделювати його поведінку як на статичних, так і на динамічних режимах роботи, що дає можливість проводити комплексний аналіз технічного стану регулятора, прогнозувати його поведінку в різних умовах експлуатації та виявляти потенційні несправності.

2. Розроблений метод параметричного діагностування паливного регулятора ефективно локалізує його несправності за обмеженої кількості доступних діагностичних ознак. Використання ймовірнісних оцінок дозволяє в умовах невизначеності задачі та наявних похибок вимірювань спростити процес встановлення діагнозу. Цей метод параметричного діагностування тестовано в реальних умовах під час вхідного контролю семи екземплярів гідромеханічного паливного регулятора. Результати тестування продемонстрували високі показники якості класифікації на різних режимах роботи. Розроблена на основі зазначеного методу технологія вхідного контролю дозволила інтегрувати методи діагностування в процес ремонту за технічним станом.

3. Розроблений метод класифікації динамічних характеристик паливного регулятора дозволяє виявляти вироби, використання яких у складі САК може привести до втрати її стійкості. Цей метод аналізує динамічні параметри агрегату та класифікує його стан, що дає змогу своєчасно виявляти потенційно несправні екземпляри. Метод запатентований та використовується на підприємстві АТ «ФЕД» понад шість років, демонструючи високу точність класифікації.

Ключові слова: паливний регулятор, турбовальний двигун, гідромеханічна система, параметричне діагностування, дефект, ймовірнісні оцінки, нестійкість системи автоматичного керування, класифікація, кластеризація, динамічні характеристики.

Список публікацій здобувача

Статті у наукових фахових видання затверджених МОН України:

1. Оганян І. В. Математична модель паливного насоса-регулятора турбовального двигуна вертольота / І. В. Оганян // *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. – 2020. – № 7 (167). – С. 105–112. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2020.7.15>.
2. Оганян І. В. Алгоритм класифікації технічного стану паливного регулятора у просторі параметрів робочого процесу / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. – 2021. – № 4 (1173). – С. 158–169. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2021.4sup1.22>.
3. Оганян І. В. Огляд методів параметричного діагностування агрегатів гідравлічних і паливних систем літальних апаратів / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. – 2023. – № 4 спецвипуск 1 (189). – С. 96–108. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup1.13>.
4. Оганян І. В. Перевірка методу класифікації технічного стану паливного регулятора турбовального двигуна в просторі параметрів робочого процесу в умовах заводських випробувань / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. – 2025. – № 2 (202). – С. 4–15. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.2.01>.

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Sciendo:

5. Ohanian, I. Diagnostic model of aircraft turbine engine governor pump / I. Ohanian, S. Yepifanov // *Transactions on Aerospace Research*. – 2022. – Т. 267, № 2. – С. 80–95. – Режим доступу: <https://doi.org/10.2478/tar-2022-0012>.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

6. Оганян І. В. Математична модель паливного насоса-регулятора турбовального двигуна вертольота / І. В. Оганян // *XXV міжнародний конгрес двигунобудівників : Авіаційно-космічна техніка та технологія* № 7 (167), Харків,

8–11 вер. 2020 р. / Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». – Харків, 2020. – С. 54–55.

7. Оганян І. В. Алгоритм класифікації технічного стану паливного регулятора у просторі параметрів робочого процесу / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // XXVI міжнародний конгрес двигунобудівників: Авіаційно-космічна техніка та технологія № 4 (1173), Лазурне, 6–11 вер. 2021 р. / Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». – Харків, 2021. – С. 158–169.

8. Ohanian Ihor. Diagnostic Model of Aircraft Turbine Engine Governor Pump / Ihor Ohanian, Sergiy Yepifanov // 3rd International Seminar on New Trends in Construction, Research and Operation of Flying Objects: Transactions on Aerospace Research, Warsaw, 10 March 2022 / Lukasiewicz Research Network – Institute of Aviation. – Warsaw, 2022. – P. 80–95.

9. Оганян І. В. Огляд методів параметричного діагностування агрегатів гідравлічних і паливних систем літальних апаратів / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // XXVIII міжнародний конгрес двигунобудівників: Авіаційно-космічна техніка та технологія № 4 спецвипуск 1 (189), Харків, 5–8 вер. 2023 р. / Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». – Харків, 2023. – С. 96–108.

10. Оганян І. В. Розробка методів діагностування технічного стану паливного регулятора / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // XXIX міжнародний конгрес двигунобудівників : матеріали XXIX міжн. наук.-практ. конф., Харків, 2–6 вер. 2024 р. / Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». – Харків, 2024. – С. 54–55.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

11. Спосіб діагностики стійкості системи автоматичного керування газотурбінних двигунів : пат. 147859 Україна : G01M 15/14, F02C 9/28 / І. В. Оганян, Є. О. Кононихін, С. А. Тітович. – № u202100242 ; заявл. 22.01.2021 ; опубл. 16.06.2021, Бюл. № 24. – 4 с.

ABSTRACT

Ohanian I. V. Determination of the technical condition of the fuel regulator of a turboshaft engine based on the results of factory tests. – Qualification of scientific work in the form of a manuscript. Dissertation for the Doctor of Philosophy degree in specialty 142 Power Engineering – M. E. Zhukovsky National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, 2024.

The dissertation is devoted to the current problem of increasing the reliability and safety of the operation of aviation turboshaft engines of helicopters by developing effective methods for determining the technical condition of fuel regulators. Failures in the fuel system can cause serious complications and emergencies. To ensure the operability of fuel system units within the service life and service lifespan with a given probability of failure-free operation, it is extremely important to perform timely repairs. In turn, repair of fuel regulators according to their technical condition is the most effective type of repair from a technological and economic point of view. For its successful application, it is necessary to develop diagnostic methods capable of assessing the technical condition of fuel regulators.

The purpose of this study is to develop a method for localizing defects in a fuel regulator at steady-state conditions in the space of measured parameters of its working process, typical for factory tests, and a method for analyzing dynamic characteristics of the fuel regulator in the conditions of the manufacturing enterprise to identify its tendency to unstable operation as part of the automatic control system.

The work includes a comprehensive analysis of sources in the literature devoted to diagnosing hydraulic systems. It was found that existing methods do not provide probabilistic assessments of the technical condition and are limited in effectiveness under conditions of limited measured parameters. This formulated a scientific problem, defined the task, and directed the search for new diagnostic approaches.

A nonlinear dynamic diagnostic model of a fuel regulator has been developed. It accurately reproduces hydromechanical and mechanical processes at steady-state and transient operating modes. The model takes into account the change in design parameters in the presence of defects. The simulation confirmed the results'

correspondence to the experimental data, which guarantees the model's adequacy for further use in diagnostics.

In order to apply the mathematical model of the fuel regulator in the parametric diagnostics method, a linear diagnostic model was obtained in the form of matrices of coefficients of influence of design parameters on operating characteristics. An approach was applied with the formation of a set of matrices of variation coefficients to take into account the nonlinearity of the influence of a number of parameters (for example, spring stiffness, area of passage sections of throttles), which allowed limiting the linearization error to 0.005%.

A new parametric diagnostics method for fuel regulator malfunctions in steady-state modes was developed based on Bayes' theorem. The method operates with probabilistic estimates of the product's current state belonging to a certain class of defects and takes into account the limitations of the measured parameters and measurement errors. The average classification completeness index on test samples reached 79.3%, which is a good result.

An original method for classifying the dynamic characteristics of a fuel regulator is proposed based on the analysis of frequency characteristics and clustering of the obtained dynamic parameters. This method allows the identification of regulators that can lead to unstable operations. Tests on 190 units confirmed high efficiency: classification accuracy—91.3%, completeness—80.77 %, F1-measure—85.71%.

Implementing the developed methods in the repair process according to the technical condition was experimentally tested, and input control of seven fuel regulators was conducted before repair. The results showed the possibility of detecting defects at early stages and optimizing the scope of repair work. The classification accuracy was from 67% to 100%, depending on the complexity of the task and the similarity of the influence of the parameters.

The methods' limitations associated with the correlation dependence between the design parameters and the complexity of model identification were identified, and improvements were proposed: the use of expert systems and multiparameter identification algorithms, which will allow increasing the depth of defect localization.

Thus, the dissertation developed a set of methods that includes parametric diagnostics of fuel regulators in steady-state modes using probabilistic estimates, classification of dynamic characteristics for identifying units, the use of which in the composition of the ACS can lead to a loss of its stability, and approaches to input control during repairs for technical condition.

The scientific novelty of the work:

1. For the first time, a method for detecting fuel regulators that, together with the engine, can cause unstable operation of the automatic control system has been proposed, which differs from the known ones by applying clustering methods to the dynamic characteristics of the specified regulators, and ensures the detection of faulty regulators directly in the conditions of the manufacturing enterprise.

2. A new method for parametric diagnostics of a hydromechanical fuel regulator in the space of parameters of the working process has been developed, which differs from the known ones by using an improved mathematical model of the specified regulator and by analyzing the probabilities of possible technical states of the object determined by the Bayesian method, which allows recognizing regulator malfunctions in stable operating modes in the presence of a composition of measured parameters typical of factory tests.

3. Methods for modeling hydromechanical systems have been further developed: by introducing the characteristics of elements that change due to changes in technical condition, a nonlinear dynamic diagnostic model of the fuel regulator of a helicopter turboshaft engine has been created, which provides modeling of the impact of malfunctions on the parameters of the working process and can be used to form parametric diagnostic methods.

The practical significance of the results obtained:

1. The fuel regulator's diagnostic mathematical model allows it to model its behavior in static and dynamic operating modes. This makes it possible to conduct a comprehensive analysis of the regulator's technical state, predict its behavior in various operating conditions, and detect potential malfunctions.

2. The developed method of parametric diagnostics of the fuel regulator effectively localizes its malfunctions with limited available diagnostic features. Using probabilistic estimates allows for simplifying the process of establishing a diagnosis in conditions of uncertainty of the problem and existing measurement errors. This method of parametric diagnostics was tested in real conditions during the input control of seven instances of a hydromechanical fuel regulator. The test results demonstrated high classification quality indicators in different operating modes. The input control technology developed based on the specified method allowed the integration of diagnostic methods into the repair process according to technical conditions.

The developed method for classifying the dynamic characteristics of the fuel regulator allows for identifying products whose use as part of the automatic control system may lead to a loss of stability. This method analyzes the dynamic parameters of the unit and classifies its condition, which allows for the timely detection of potentially faulty specimens. The method is patented and has been used at JSC "FED" enterprise for more than six years, demonstrating high classification accuracy.

Keywords: fuel regulator, turboshaft engine, hydromechanical system, parametric diagnostics, defect, probabilistic estimates, instability of the automatic control system, classification, clustering, dynamic characteristics.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ ..	16
ВСТУП.....	24
Література до вступу.....	33
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД МЕТОДІВ ПАРАМЕТРИЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ АГРЕГАТИВ ГІДРАВЛІЧНИХ І ПАЛИВНИХ СИСТЕМ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ	35
1.1 Характерні дефекти агрегатів авіаційних гідравлічних систем	36
1.2 Використання методів параметричного діагностування в системах керування технічним станом літальних апаратів	38
1.3 Вимоги до методів параметричного діагностування	40
1.4 Класифікація методів параметричного діагностування.....	41
1.5 Огляд методів параметричного діагностування.....	43
1.5.1 Методи параметричного діагностування, оснований на ідентифікації ММ	43
1.5.2 Методи діагностування в просторі вимірюваних параметрів	47
1.6 Методи допускового контролю.....	56
1.7 Висновки до першого розділу	60
Література до першого розділу	62
РОЗДІЛ 2 ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПАЛИВНОГО НАСОСА-РЕГУЛЯТОРА ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГУНА	67
2.1. Стислий опис роботи регулятора	68
2.2. Вимоги до математичної моделі та прийняті припущення	70
2.3. Опис математичної моделі	72
2.4. Результати розрахунку параметрів математичної моделі.....	77

2.5.	Лінійна математична модель паливного регулятора. Матриця коефіцієнтів впливу	82
2.6.	Оцінка похибок лінеаризації моделі	86
2.7.	Висновки до другого розділу	92
	Література до другого розділу.....	94
РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПАЛИВНОГО РЕГУЛЯТОРА.....		96
3.1	Загальна інформація	96
3.2	Розробка методу класифікації технічного стану паливного регулятора у просторі параметрів робочого процесу.....	97
3.2.1	Опис параметричного діагностування паливного регулятора як процесу розпізнавання образів	98
3.2.2	Опис методу класифікації стану паливного регулятора.....	100
3.2.3	Формування тестової бази даних. Оцінка точності методу діагностування технічного стану.....	106
3.3	Розробка методу класифікації динамічних характеристик паливного регулятора.....	109
3.3.1	Постановка задачі	109
3.3.2	Вибір та обґрунтування критеріїв, які використовуються для аналізу несправностей паливного регулятора, що зумовлюють нестійкість САК....	110
3.3.3	Реєстрація сигналу та спосіб його обробки.....	111
3.3.4	Фільтрування сигналу	113
3.3.5	Вибір методу класифікації динамічних характеристик паливних регуляторів.....	114
3.3.6	Класифікація динамічних характеристик паливного регулятора	122
3.4	Висновки до третього розділу.....	125

Література до третього розділу	128
РОЗДІЛ 4 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ТА ПЕРЕВІРКА МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ АГРЕГАТІВ	131
4.1. Опис експерименту	132
4.2. Опис умов проведення експерименту.....	135
4.3. Визначення діагностичних ознак та конструктивних параметрів, що діагностуються, для перевірок	138
4.4. Ідентифікація ММ агрегату.....	145
4.5. Аналіз результатів застосування методу діагностування.....	147
4.5.1. Аналіз результатів застосування методу діагностування на перевірках 2 та 3	148
4.5.2. Аналіз результатів застосування методу діагностування для перевірки 4.....	157
4.5.3. Аналіз результатів застосування методу діагностування на перевірці 5.....	159
4.5.4. Аналіз результатів експериментальної перевірки методу діагностування.....	166
4.6. Практична реалізація методу класифікації динамічного стану агрегата	167
4.6.1. Загальна блок-схема функціональності ПЗ	168
4.6.2. Виклик обробника події натискання кнопки «Пошук та Аналіз».....	169
4.6.3. Метод зчитування даних із файлу.....	170
4.6.4. Метод Predict класу CopyAndPredict.....	170
4.6.5. Бібліотека MLCalc.dll	171
4.6.6. Функція myfun ()	172
4.6.7. Функція LDA()	177

4.6.8.	Функція Plot() бібліотеки MLPlot.dll	178
4.7.	Оцінка результатів класифікації динамічного стану агрегату	179
4.8.	Висновки до четвертого розділу	181
	Література до четвертого розділу	185
	ВИСНОВКИ	187
	ДОДАТОК А МКВ ДЛЯ ВІДХИЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ $\Delta 1,5\%j$, $\Delta - 1,5\%j$, $\Delta 10\%j$, $\Delta - 10\%j$	192

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення та символи

α_{pyd} – кутове положення РУД.

α_{povm} – кутове положення важеля переналаштування РО ВТ.

Δ_j – відхилення конструктивного параметра.

δ_i – похибка лінеаризації.

ΔP – перепад тисків.

θ_j – конструктивний параметр.

θ_{np} – фазове запізнення між вхідним і вихідним сигналом на етапі прийомистості.

$\theta_{ск}$ – фазове запізнення між вхідним і вихідним сигналом на етапі скидання.

μ – коефіцієнт витрати.

$\hat{\mu}_1, \hat{\mu}_2$ – середні значення розподілів для спроектованих даних.

ρ – густина робочої рідини, кг/м³.

$\hat{\sigma}_1, \hat{\sigma}_2$ – значення розкиду розподілів для спроектованих даних.

$\sigma_{бр}$ – безрозмірне СКВ.

w – базовий вектор лінійної трансформації.

D_j – діагноз.

$F_{1к}$ – площа прохідного перерізу дроселя еквівалента першого контуру форсунок.

$F_{2к}$ – площа прохідного перерізу дроселя еквівалента другого контуру форсунок.

$F_{БК}$ – площа прохідного перерізу вхідного дроселя блоку клапанів регулятора автомата прийомистості.

F_{E1} – площа прохідного перерізу дроселя E1 першого контуру форсунок.

$F_{екв}$ – площа прохідного перерізу еквівалентного дроселя Екв.

$F_{ОДГ}$ – площа прохідного перерізу ОДГ.

$F_{РО ВТ}$ – постійна площа прохідного перерізу клапана регулятора вільної турбіни.

$F_{СП}$ – площа прохідного перерізу жиклера сервопоршня.

$G_{екв}$ – масова витрата палива пропорційна площі еквівалентного опору.

$G_{П}$ – витрата палива на виході з паливного регулятора.

H_{ij} – значення матриці коефіцієнтів впливу.

k_{163} – жорсткість пружини корекції регулювання РО ТК.

k_{164} – жорсткість пружини корекції регулювання РО ТК.

k_{263} – жорсткість пружини регулювання РО ВТ.

k_{264} – жорсткість пружини регулювання РО ТК.

k_{RK} – жорсткість пружини розподільчого клапану (підпірного клапану другого контуру форсунок).

K_{BT} – нахил характеристики РО ВТ.

$k_{дфкпн}$ – жорсткість пружини диференційного клапану АП.

$k_{зпк2}$ – жорсткість пружини запірною клапана другого контуру.

k – жорсткість пружини.

$k_{кпп}$ – жорсткість пружини клапана постійного перепаду.

$k_{одг}$ – жорсткість пружини сервопоршня управління ОДГ.

$k_{ппк1}$ – жорсткість пружини підпірного клапана першого контуру.

$k_{ппк2}$ – жорсткість пружини підпірного клапана другого контуру.

L_{nc} – норма вектора OH_{nc} .

L_{np} – норма вектора OH_{np} .

M – відношення амплітуд вхідного і вихідного сигналу.

n_{mk} – частота обертання турбокомпресора.

$n_{вт}$ – частота обертання вільної турбіни.

$Q_{1к}$ – витрата палива через перший контур форсунок.

$Q_{2к}$ – витрата палива через другий контур форсунок.

$Q_{екв}$ – витрата палива пропорційна площі еквівалентного опору.

Q_{KMTTK} – витрата палива через КМТ ТК.

Q_H – витрата палива за насосом.

$Q_{одг}$ – витрата палива за ОДГ.

$Q_{сп}$ – витрата палива в порожнину управління сервопоршня.

$P_{1к}$ – тиск палива на виході з підпірного клапана першого контуру.

$P_{2к}$ – тиск палива на виході із запірною клапана другого контуру.

P_{AP} – тиск палива за дозуючою голкою автомата прийомистості.

P_{BK} – тиск палива, керований блоком клапанів автомата прийомистості.

$P_{дфкл}$ – тиск палива в порожнині диференційного клапану БК.

$P_{екв}$ – тиск палива перед еквівалентним дроселем.

$P_{зливу}$ – тиск палива в лінії зливу.

$P_{КМТВТ}$ – тиск палива за дроселем регулятора синхронізатора потужності, перед клапаном мінімального тиску ВТ.

$P_{КМТТК}$ – тиск палива перед клапаном мінімального тиску ТК.

$P_{КПТ}$ – тиск палива на виході з КПТ.

P_H – тиск палива за насосом.

$P_{ОДГ}$ – тиск палива за ОДГ.

$P_{повітря}$ – тиск повітря підведеного до АП.

$P_{СП}$ – тиск палива перед дроселем регулятора синхронізатора потужності.

$P_{упр}$ – командний тиск управління.

$P_{Ю}$ – тиск палива у порожнині «Ю» управління сервопоршнем.

$P_{n_{тк}}$ – тиск палива, пропорційний квадрату частоти обертання приводу ротора турбокомпресора, підведений до блоку клапанів АП.

Re_{cr} – критичне число Рейнольдса.

S – дефектний стан.

S_{RK} – площа поперечного перерізу золотника розподільчого клапану другого контуру форсунок.

$S_{дфкл}$ – ефективна площа мембрани диференційного клапану АП.

$S_{мем0}$ – ефективна площа мембрани нульового перепаду АП.

$S_{ОДГ}$ – площа сервопоршня управління ОДГ.

x – переміщення механічних елементів.

x_{RK} – затяжка пружини розподільчого клапану (підпірного клапану другого контуру форсунок).

$x_{дфклн}$ – затяжка пружини диференційного клапану АП.

$X_{зро\text{ вт}}$ – попередня зтяжка пружини механічного блоку регулятора вільної турбіни.

Y_i – i -тий параметер робочого процесу.

$\hat{y}$ – проекція вектора x на базовий вектор w .

$\overrightarrow{Y^*}$ – вектор вимірюваних параметрів робочого процесу.

$\hat{y}_{\text{граничне}}$ – значення точки в просторі $\hat{y}$, що поділяє його на два класи.

$\overrightarrow{Z^*}$ – вектор вимірюваних діагностичних ознак.

$\vec{Z}$ – вектор істинних значень діагностичних ознак.

Z_i – відносне відхилення i -го параметра робочого процесу від його початкового значення.

Z_{li} – розрахований лінійне відхилення параметрів робочого процесу.

$OH_{\text{нп}}$ – вектор в просторі діагностичних ознак, що відповідає ступеню розвитку дефекту, що приводить виріб у непрацездатний стан.

$OH_{\text{нс}}$ – вектор в просторі діагностичних ознак, що відповідає ступеню розвитку дефекту, що приводить виріб у несправний стан.

Індекси

* – вимірювані параметри.

1к – перший контур форсунок.

2к – другий контур форсунок.

263 – пружина регулювання регулятора частоти обертання вільної турбіни.

264 – пружина регулювання регулятора частоти обертання турбокомпресора.

c – constant.

l – linear.

n_{max} – максимальне значення частоти обертання.

n_{min} – мінімальне значення частоти обертання.

птік – частота обертання ротора турбокомпресора.

P_{max} – максимальне значення тиску.

P_{min} – мінімальне значення тиску.

sym – simulated.

var – variable.

БК – блок клапанів.

БК1 – перший дросель блока клапанів.

БК2 – другий дросель блока клапанів.

бр – безрозмірний.

вих – вихідне.

вт – вільна турбіна.

vx – вхідне.

дфкл – диференційний клапан.

Е1 – дроселя першого контуру форсунок.

екв – еквівалентний.

зж – зжимання.

зл. дифкл. – злив із диференційного клапана.

зол. – золотник.

ЗПК 2 – запірний клапан другого контуру форсунок.

ЗРО ВТ – затяжка пружини регулятора частоти обертання вільної турбіни.

кл – клапан.

КЛВТ – клапан регулятора частоти обертання вільної турбіни.

КЛТК – клапан регулятора частоти обертання турбокомпресора.

КМТВТ – клапан мінімального тиску регулятора частоти обертання вільної турбіни.

КМТТК – клапан мінімального тиску регулятора частоти обертання турбокомпресора.

КПП – клапан постійного перепаду тиску.

КПТ – клапан постійного тиску.

мем0 – мембрана нульового перепаду (АП).

Н – насос.

нп – непрацездатний.

нс – несправний.

ОДГ – основна дозуюча голка.

п – паливо.

ППК 1 – підпірний клапан першого контуру форсунок.

ППК 2 – підпірний клапан відкриття другого контуру форсунок.

пр – прийомистість.

р – робоча.

РГ ВТ – регулюючий гвинт регулятора частоти обертання вільної турбіни.

РГ ТК – регулюючий гвинт регулятора частоти обертання турбокомпресора.

РК – розподільчий клапан (підпірний клапан другого контуру форсунок).

ровт – регулятор частоти обертання вільної турбіни.

РОВТ – регулятор частоти обертання вільної турбіни.

РОТК – регулятор частоти обертання турбокомпресора.

руд – ричаг управління двигуном.

ск – скидання.

скв – середнє квадратичне відхилення.

СП – сервопоршень.

ср – критичне.

ср – середнє.

тах. вт – таходатчик приводу ротора вільної турбіни.

тах. тк – таходатчик приводу ротора турбокомпресора.

тк – турбокомпресор.

упр – управління.

Ю – порожнина сервопоршня з тиском управління.

Скорочення

ARX – autoregressive model with exogenous inputs.

DDF – divided difference filter.

EHM – engine health management.

FN – False Negative.

FP – False Positive.

LDA – Linear Discriminant Analysis.

PCA – principal component analysis.

PLS – partial least squares.

PNN – probability neural network.

RBF – radial basis function network.

ROC – Receiver operating characteristic.

SVM – support vector machine.

TN – True Negative.

TP – True Positive.

АП – Автомат прийомистості.

АЧХ – амплітудно частотна характеристика.

БК – блок клапанів.

ВТ – вільна турбіна.

ГС – гідравлічна система.

ГТД – газотурбінний двигун.

ДГ – дозуюча голка.

Екв. – еквівалентний.

ЕМП – електромеханічний привід.

Зол. – золотник.

ЗПК 2 – запірний клапан другого контуру форсунок.

Кл. – клапан.

КМТ ВТ – клапан мінімального тиску регулятора частоти обертання вільної турбіни.

КМТ ТК – клапан мінімального тиску регулятора частоти обертання турбокомпресора.

Коеф. – коефіцієнт.

КПП – клапан постійного перепаду тиску.

КПТ – клапан постійного тиску.

ЛА – літальний апарат.

МБ РО ВТ – механічний блок регулятора частоти обертання вільної турбіни.

МБ РО ТК – механічний блок регулятора частоти обертання турбокомпресора.

МГ – малий газ.

МКВ – матриця коефіцієнтів впливу.

МКТ – електромагнітний клапан релейного типу.

ММ – математична модель.

ОДГ – основна дозуюча голка.

ППК 1 – підпірний клапан першого контуру форсунок.

ППК 2 – підпірний клапан відкриття другого контуру форсунок.

Продук. – продуктивність.

РО ВТ – регулятор частоти обертання вільної турбіни.

РО ТК – регулятор частоти обертання турбокомпресора.

САК – система автоматичного керування.

СКВ – середнє квадратичне відхилення.

СП – сервопоршень.

Тах. – таходатчик.

ТК – турбокомпресор.

ФНЧ – фільтр низьких частот.

ФЧХ – фазо частотна характеристика.

ВСТУП

Актуальність дослідження. Для забезпечення функціонування силової установки літальних апаратів (ЛА) важливе значення має паливна система, яка складається з паливних баків, насосів, фільтрів, зворотних і запобіжних клапанів, агрегатів дозування палива.

Безпека польоту значною мірою забезпечується високими показниками надійності паливної системи двигуна [1], яка безпосередньо залежить від ефективності технічного обслуговування й ремонту. Відмова будь-якої функціональної частини агрегату паливної системи спричиняє значне ускладнення умов польоту або виникнення аварійних ситуацій.

Для забезпечення працездатності агрегатів паливної системи в межах міжремонтного ресурсу й терміну служби із заданою ймовірністю безвідмовної роботи вкрай важливо виконувати своєчасне технічне обслуговування й ремонт до того, як несправності, що розвиваються, переростуть у повномасштабні збої, запобігаючи простоям і підвищуючи загальну надійність. У поточний час найбільш ефективним є обслуговування й ремонт за технічним станом [2], що дозволяє скоротити кількість технологічних операцій, зменшити вартість ремонтного комплексу деталей і знизити витрати, пов'язані з простоями [3, 4].

Для застосування цієї ефективної технології значну увагу слід приділити розробці точних методів діагностування несправностей агрегатів ГС. Існує багато досліджень, присвячених діагностуванню технічного стану таких агрегатів, як гідравлічні насоси та гідроприводи; розроблені різноманітні методи для виявлення та локалізації несправностей. Проте проблема локалізації несправностей агрегатів розподільного типу, таких як паливні регулятори, залишається недостатньо дослідженою.

Особливість гідравлічних агрегатів розподільного типу, зокрема паливних регуляторів, полягає у великій кількості рухомих і нерухомих конструктивних елементів, які по-різному впливають на параметри робочого процесу. Водночас кількість параметрів, доступних для вимірювання, дуже обмежена через

конструктивні особливості цих агрегатів. Більш того, вплив різних конструктивних елементів на відхилення вимірюваних параметрів робочого процесу часто є дуже схожим, що робить задачу параметричної ідентифікації математичних моделей погано обумовленою та значно ускладнює розпізнавання дефектів.

Методи діагностування, що використовують параметричну ідентифікацію математичної моделі паливного регулятора, мають низку обмежень. Помилки вимірювань і неточності математичних моделей призводять до значних похибок у оцінці параметрів стану. Використання додаткової апіорної інформації про можливі дефекти ускладнюється проблемою підбору коефіцієнтів регуляризації, що може значно погіршити точність діагностування. Альтернативний підхід – діагностування в просторі параметрів робочого процесу – дозволяє виключити математичну модель з процесу діагностування. Проте точність класифікації в цьому випадку залежить від унікальності впливу дефектів на діагностичні ознаки.

У випадку паливних регуляторів врахування цієї залежності має важливе значення. Різні дефекти можуть мати дуже схожий вплив на зміну вимірюваних параметрів через виконання різними конструктивними елементами подібних функцій. У свою чергу, відсутність імовірнісних оцінок в існуючих методах діагностування гідравлічних систем є суттєвим недоліком, оскільки не дозволяє врахувати невизначеність, пов'язану з подібністю впливів дефектів на параметри робочого процесу. Це ускладнює процес встановлення діагнозу та не дає можливості оцінити достовірність діагностування. У багатьох роботах, в яких описуються методи діагностування ГС, не приділяється достатньої уваги кількісним показникам ефективності діагностування, таким як точність класифікації, повнота, F1-міра, що дозволяють оцінити ефективність розробленого методу на практиці.

Результати експлуатації турбовального двигуна вертольота показали, що існують такі несправності паливного регулятора, які проявляються лише під час його роботи в складі САК, і виявити їх на етапах ремонту чи виробництва без спеціальних методів неможливо. Прикладом є коливання частоти обертання

турбокомпресора й вільної турбіни, що спричинені нестійкістю САК. Відсутність методу виявлення в умовах підприємства-виробника паливних регуляторів, нестійких у складі САК, призводить до того, що несправність виявляється лише під час експлуатації, створюючи ризики для безпеки польотів та значні затримки при налаштуванні двигунів.

Таким чином, задача розробки ефективного методу діагностування несправностей паливних регуляторів, який дозволить отримувати достовірні імовірнісні оцінки в умовах погано обумовленої задачі, а також задача розробки методу виявлення в умовах підприємства-виробника нестійких паливних регуляторів у складі системи автоматичного керування мають важливе практичне значення. Їх наукова актуальність визначається тим, що питання створення таких методів не вирішені повною мірою, а проблеми діагностування гідравлічних систем в умовах погано обумовлених задач та обмежених даних досліджені недостатньо.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Представлені в роботі дослідження виконано на кафедрі конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут» в рамках виконання держбюджетної теми «Формування технологій створення адаптивних систем керування ГТД пасажирських і транспортних літаків» (ДР № 0119U100942), а також на АТ «ФЕД» в рамках робіт по освоєнню технології ремонту за технічним станом згідно проєкту АТ «ФЕД» РТС НР-3Т, код Р.053/3.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження цієї дисертаційної роботи є розробка методу локалізації несправностей паливного регулятора на усталених режимах роботи в просторі вимірюваних параметрів його робочого процесу, характерних для заводських випробувань, а також методу діагностичного аналізу динамічних характеристик паливного регулятора в умовах підприємства-виробника з метою визначення його схильності до нестійкої роботи в складі системи автоматичного керування.

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

- Аналіз літературних джерел щодо існуючих методів параметричного діагностування технічного стану гідравлічних агрегатів, виявлення недоліків та обмежень існуючих підходів до діагностування агрегатів.

- Розробка нелінійної динамічної математичної моделі гідромеханічного агрегата, здатної моделювати вплив зміни технічного стану його елементів на параметри робочого процесу в діапазоні режимів, на яких виконується діагностування.

- Розробка методики лінеаризації для спрощення використання моделі в методах діагностування, та оцінка похибок лінеаризації.

- Розробка методу, що ефективно локалізує несправності за обмеженої кількості вимірюваних параметрів робочого процесу з використанням ймовірнісних оцінок технічного стану.

- Розробка методу класифікації динамічних характеристик паливного регулятора з метою визначення виробів, які можуть спричинити втрату стійкості системи автоматичного керування двигуном.

- Розробка технології вхідного контролю в процесі ремонту за технічним станом для ефективного застосування методів діагностування.

- Експериментальна перевірка ефективності розробленого методу діагностування в умовах вхідного контролю параметрів виробів, що ремонтуються, з оцінкою якості класифікації дефектних станів.

Об'єкт дослідження – гідравлічні та механічні процеси, які відбуваються під час роботи паливного регулятора турбовального двигуна вертольота.

Предмет дослідження – вплив зміни технічного стану елементів паливного регулятора на параметри його робочого процесу на усталених та перехідних режимах, моделі та алгоритми параметричного діагностування паливного регулятора.

Для вирішення поставлених в дисертаційній роботі завдань використано наступні наукові методи дослідження:

1. Ретроспективний метод, який дозволив провести аналіз існуючих методів параметричного діагностування гідравлічних агрегатів; виявити недоліки та обмеження сучасних підходів до діагностування, особливо в умовах відсутності великого масиву емпіричних даних, які відображають прояви різних дефектів; визначити напрями вдосконалення методів діагностування та обрати підходи для досягнення мети дослідження.

2. Методи математичного моделювання гідравлічних та механічних процесів для визначення параметрів робочого процесу паливного регулятора на всіх режимах роботи.

3. Методи чисельного розв'язання систем нелінійних диференційно-алгебраїчних рівнянь балансу витрат робочої рідини та руху механічних елементів при моделюванні режимів роботи паливного регулятора.

4. Методи лінеаризації нелінійної математичної моделі паливного регулятора, що забезпечує її ефективне використання в методах діагностування.

5. Методи діагностування в просторі параметрів робочого процесу з використанням ймовірнісних оцінок, що дозволяє визначати вірогідність приналежності поточного стану виробу до певного класу несправності.

6. Експериментальні методи дослідження для організації вхідного контролю параметрів виробів, що ремонтуються, та метрологічного забезпечення випробувань.

7. Статистичний аналіз результатів експериментів для оцінки достовірності отриманих результатів, розрахунку метрик точності, повноти, класифікації та F1-міри.

8. Методи теорії автоматичного керування для визначення діагностичних ознак схильності САК з паливним регулятором до втрати стійкості.

9. Методи багатовимірної статистики для обробки бази даних динамічних характеристик з метою збільшення ефективності класифікації технічного стану виробів.

Достовірність отриманих результатів і висновків у дисертаційній роботі забезпечується використанням фундаментальних положень гідравліки, механіки,

теорії автоматичного керування та статистики, що забезпечує наукову обґрунтованість розроблених моделей і методів; математичним моделюванням гідравлічних і механічних процесів з урахуванням реальних фізичних характеристик агрегатів, що підтверджується відповідністю результатів моделювання даним експериментальних досліджень; експериментальною перевіркою розроблених методів діагностування в реальних умовах експлуатації та ремонту паливних регуляторів, що підтверджує практичну значимість і достовірність отриманих результатів; статистичним аналізом отриманих даних, який показав високу точність та ефективність методів діагностування, а також дозволив виявити та врахувати можливі похибки та обмеження методів діагностування.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. **Уперше** запропоновано метод виявлення паливних регуляторів, що спільно із двигуном здатні спричинити нестійку роботу системи автоматичного керування, який відрізняється від відомих застосуванням методів кластеризації до динамічних характеристик зазначених регуляторів, і забезпечує виявлення несправних регуляторів безпосередньо в умовах підприємства-виробника.

2. Розроблено **новий** метод параметричного діагностування гідромеханічного паливного регулятора в просторі параметрів робочого процесу, який відрізняється від відомих використанням вдосконаленої математичної моделі зазначеного регулятора та аналізом визначених методом Байєса ймовірностей можливих технічних станів об'єкта, що дозволяє розпізнавати несправності регулятора на ustalених режимах роботи за наявності складу вимірюваних параметрів, характерного для заводських випробувань.

3. **Набули подальшого розвитку** методи моделювання гідромеханічних систем: шляхом введення характеристик елементів, що змінюються внаслідок зміни технічного стану, створено нелінійну динамічну діагностичну модель паливного регулятора турбовального двигуна вертольота, яка забезпечує моделювання впливу несправностей на параметри робочого процесу та може бути використана для формування методів параметричного діагностування.

Практичне значення отриманих результатів

1. Створена діагностична математична модель паливного регулятора дозволяє моделювати його поведінку як на статичних, так і на динамічних режимах роботи, що дає можливість проводити комплексний аналіз технічного стану регулятора, прогнозувати його поведінку в різних умовах експлуатації та виявляти потенційні несправності.

2. Розроблений метод параметричного діагностування паливного регулятора ефективно локалізує його несправності за обмеженої кількості доступних діагностичних ознак. Використання ймовірнісних оцінок дозволяє в умовах невизначеності задачі та наявних похибок вимірювань спростити процес встановлення діагнозу. Цей метод параметричного діагностування тестовано в реальних умовах під час вхідного контролю семи екземплярів гідромеханічного паливного регулятора. Результати тестування продемонстрували високі показники якості класифікації на різних режимах роботи. Розроблена на основі зазначеного методу технологія вхідного контролю дозволила інтегрувати методи діагностування в процес ремонту за технічним станом.

3. Розроблений метод класифікації динамічних характеристик паливного регулятора дозволяє виявляти вироби, використання яких у складі САК може привести до втрати її стійкості. Цей метод аналізує динамічні параметри агрегату та класифікує його стан, що дає змогу своєчасно виявляти потенційно несправні екземпляри. Метод запатентований та використовується на підприємстві АТ «ФЕД» понад шість років, демонструючи високу точність класифікації.

Отримані результати можуть бути використані в ремонтних, сервісних та виробничих підприємствах авіаційної галузі для підвищення ефективності діагностування та ремонту гідравлічних систем літальних апаратів, оптимізації технологічних процесів контролю якості та підвищення надійності продукції; у навчальних закладах авіаційного профілю для підготовки фахівців з діагностики

та обслуговування авіаційних систем, впровадження сучасних методів діагностування в освітній процес.

Впровадження результатів роботи. Розроблені автором наукові положення реалізовані:

- в проєкті АТ «ФЕД» РТС НР-3Т, код Р.053/31 ремонт за технічним станом виробів НР-3ВМ-Т, НР-3ВМА-Т;

- у навчальному процесі в курсах «Системи діагностування авіаційних двигунів і енергетичних установок» та «Основи технічної діагностики», які викладаються студентам спеціальності 134 «авіаційна та ракетно-космічна техніка» в Національному аерокосмічному університеті ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут».

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, висновки і рекомендації, викладені в дисертації та представлені до захисту, виконані особисто автором. На захист не виносяться результати, що належать співавторам, разом з якими опубліковані наукові праці.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на: XXV, XXVI, XXVIII, XXIX міжнародних конгресах двигунобудівників (Україна, м. Харків, 2020 р., 2021 р., 2023 р., 2024 р.); International Seminar on New Trends in Construction, Research and Operation of Flying Objects (Poland, Lukasiewicz Research Network – Institute of Aviation on May, 2022).

Публікації. Основний зміст дисертації відображено у 5 статтях, з яких 4 статті у виданнях, які входять до переліку наукових фахових видань України [5, 6, 8, 9], та 1 стаття у виданні, що реферується в базі даних Sciendo [7]. Окрім цього, основні результати роботи опубліковані в 2 тезах науково-технічних конференцій [10, 11] та в одному патенті [12].

Усі положення наукової новизни дисертації отримані автором самостійно. У статтях, що опубліковані в співавторстві, проведення досліджень і аналіз результатів виконані автором особисто; формулювання задач і висновків виконані

разом із науковим керівником; підготовка й видання науково-технічних статей виконано за участю співавторів. У спільних роботах автору належить наступне:

[6] – одержання аналітичних виразів для отримання ймовірнісної характеристики достовірності алгоритму класифікації дефектних станів паливного регулятора, заснований на теоремі Байєса; визначення діагностичних ознак та конструктивних параметрів, що діагностуються.

[7] – обґрунтування методу лінеаризації математичної моделі в формі матриць коефіцієнтів впливу, що дозволяє зменшити похибки лінеаризації, пов'язані з нелінійністю математичної моделі.

[8] – визначення основних вимог і напрямів розробки методів діагностування несправностей агрегатів гідравлічних і паливних систем на основі аналізу літературних джерел з цієї проблеми.

[9] – розробка методики проведення експериментального дослідження, виконання та обробка результатів експериментальних досліджень, аналіз ефективності застосування методу.

[11] – розробка способу інтеграції методів параметричного діагностування паливного регулятора в технологію ремонту за технічним станом.

[12] – визначення діагностичних ознак, необхідних для класифікації несправностей паливного регулятора, розробка методу математичної обробки бази даних діагностичних ознак, що забезпечує найбільшу достовірність розпізнавання справного та несправного станів.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків та списків використаних джерел до кожного розділу і загальних висновків. Загальний обсяг дисертації складає 193 сторінки, з них 151 сторінки основного тексту, 33 рисунків по тексту, 2 рисунки на окремих 3 сторінках, 48 таблиць по тексту, 1 таблиця на 1 окремій сторінці, 1 додатку на 2 сторінках, списків використаних джерел до кожного розділу, сумарно викладених на 14 сторінках.

Література до вступу

1. ДСТУ 2860–94. Надійність техніки. Терміни та визначення. – Вид. офіц. – Чинний від 1994–12–28. – К. : Держстандарт України, 1995. – 91 с.
2. ГОСТ 18322–78. Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения. – Чинний від 1980–01–01. – М. : Издательство стандартов, 1979. – 12 с.
3. Kim, J. A comparative study of time-based maintenance and condition-based maintenance for optimal choice of maintenance policy [Electronic resource] / J. Kim, Y. Ahn, H. Yeo // Structure and Infrastructure Engineering. – 2016. – Т. 12, № 12. – С. 1525–1536. – Режим доступу: <http://dx.doi.org/10.1080/15732479.2016.1149871>. – Назва з екрана.
4. Ahmad, R. An overview of time-based and condition-based maintenance in industrial application [Electronic resource] / R. Ahmad, S. Kamaruddin // Computers & Industrial Engineering. – 2012. – Т. 63, № 1. – С. 135–149. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.cie.2012.02.002>. – Назва з екрана.
5. Оганян І. В. Математична модель паливного насоса-регулятора турбовального двигуна вертольота [Електронний ресурс] / І. В. Оганян // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – 2020. – № 7 (167). – С. 105–112. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2020.7.15>. – Назва з екрана.
6. Оганян І. В. Алгоритм класифікації технічного стану паливного регулятора у просторі параметрів робочого процесу [Електронний ресурс] / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – 2021. – № 4 (1173). – С. 158–169. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2021.4sup1.22>. – Назва з екрана.
7. Ohanian, I. Diagnostic model of aircraft turbine engine governor pump [Electronic resource] / I. Ohanian, S. Yefifanov // Transactions on Aerospace Research. – 2022. – Т. 267, № 2. – С. 80–95. – Режим доступу: <https://doi.org/10.2478/tar-2022-0012>. – Назва з екрана.

8. Оганян І. В. Огляд методів параметричного діагностування агрегатів гідравлічних і паливних систем літальних апаратів [Електронний ресурс] / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. – 2023. – № 4 спецвыпуск 1 (189). – С. 96–108. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup1.13>. – Назва з екрана.
9. Оганян І. В. Перевірка методу класифікації технічного стану паливного регулятора турбовального двигуна в просторі параметрів робочого процесу в умовах заводських випробувань / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. – 2025. – № 2 (202). – С. 4–15. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.2.01>.
10. Оганян І. В. Метод ранней диагностики устойчивости системы автоматического управления (САУ) на основании данных о регуляторе / І. В. Оганян // *XXIII міжнародний конгрес двигунобудівників : матеріали XXIII міжн. наук.-практ. конф., Харків, 3–7 вер. 2018 р. / Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т»*. – Харків, 2018. – С. 70.
11. Оганян І. В. Розробка методів діагностування технічного стану паливного регулятора / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // *XXIX міжнародний конгрес двигунобудівників : матеріали XXIX міжн. наук.-практ. конф., Харків, 2–6 вер. 2024 р. / Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т»*. – Харків, 2024. – С. 54–55.
12. Спосіб діагностики стійкості системи автоматичного керування газотурбінних двигунів : пат. 147859 Україна : G01M 15/14, F02C 9/28 / І. В. Оганян, Є. О. Кононихін, С. А. Тітович. – № [u202100242](#) ; заявл. 22.01.2021 ; опубл. 16.06.2021, Бюл. № 24. – 4 с.

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД МЕТОДІВ ПАРАМЕТРИЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ АГРЕГАТІВ ГІДРАВЛІЧНИХ І ПАЛИВНИХ СИСТЕМ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Гідравлічні системи (ГС) є важливим компонентом сучасних ЛА та їх двигунів. Вони призначені для керування й передавання потужності до ЛА за допомогою рідини під тиском. ГС зазвичай використовуються для випускання й прибирання шасі, керування закритками та іншими аеродинамічними поверхнями.

До складу ГС ЛА входять такі агрегати, як гідравлічні насоси, гідромотори, виконавчі механізми, гідравлічні акумулятори. Гідравлічні насоси генерують необхідний тиск і витрату робочої рідини, а виконавчі механізми перетворюють гідравлічний тиск робочої рідини на механічну силу для переміщення керувальних поверхонь ЛА. Акумулятори забезпечують постійний тиск у системі й стабільну подачу гідравлічної рідини.

ГС авіаційного двигуна є також дуже важливими для керування польотом. Вони використовуються для регулювання кроку гвинта, керування реактивним соплом, реверсивним пристроєм та іншими елементами двигуна. Ці системи також включають гідравлічні насоси, виконавчі механізми й інші вузли, аналогічні до тих, які використовуються в основній ГС ЛА.

Важливим компонентом, що забезпечує функціонування силової установки ЛА, є також паливна система, яка складається з паливних баків, насосів, фільтрів, зворотних і запобіжних клапанів, агрегатів дозування палива.

Безпека польоту значною мірою забезпечується високими показниками надійності систем ЛА [1], які безпосередньо залежать від ефективності технічного обслуговування й ремонту. Відмова будь-якої функціональної частини агрегату ГС спричиняє значне ускладнення умов польоту або виникнення аварійних ситуацій.

Для забезпечення працездатності агрегата ГС у межах міжремонтного ресурсу й терміну служби із заданою ймовірністю безвідмовної роботи вкрай важливо виконувати своєчасне технічне обслуговування й ремонт до того, як

несправності, що розвиваються, переростуть у повномасштабні збої, запобігаючи простоям і підвищуючи загальну надійність [4]. У поточний час найбільш ефективним є обслуговування й ремонт за технічним станом [2, 3], які дозволяють скоротити кількість технологічних операцій, зменшити вартість ремонтного комплексу деталей і знизити витрати, пов'язані з простоями [6].

Однак для застосування цієї ефективної технології значну увагу слід приділити розробці точних методів діагностування технічного стану агрегатів ГС, які за умови обмеженої доступності діагностичних даних дозволять отримати достатньо достовірний діагноз [7].

Для досягнення максимальної ефективності проєктування системи діагностування слід починати сумісно з проєктуванням агрегатів ГС [5]. На кожному етапі життєвого циклу ГС система діагностування вирішує певні завдання: перевірку впливу конструктивних рішень на технічний стан насоса-регулятора й прискорення дослідного доведення; керування технічним станом, забезпечення якості продукції й уточнення вимог до систем діагностування в серійному виробництві; керування технічним станом у процесі відновлення якості насоса-регулятора під час ремонту.

У цьому розділі обговорюються методи параметричного діагностування й локалізації несправностей агрегатів ГС та інших систем, які використовуються на різних етапах життєвого циклу. Описуються основні дефекти агрегатів ГС, наведено приклади застосування алгоритмів діагностування в складі комплексних систем керування технічним станом ЛА. Сформовано вимоги до методів діагностування. У результаті аналізу сформовано завдання з розробки параметричного методу діагностування для розподільчого гідромеханічного агрегату.

1.1 Характерні дефекти агрегатів авіаційних гідравлічних систем

Досвід експлуатації повітряних суден свідчить про те, що для ГС важкого транспортного літака 40% усіх відмов приходить на агрегати розподільчої й регулюючої апаратури [4]. Частина відмов (34%) приходить на порушення

герметичності трубопроводів. Остання частина відмов розподілена таким чином: 14% – гідроциліндри й гідромотори, 8% – насоси й насосні станції, 6% – інші гідроагрегати.

Одним з основних видів відмов агрегатів ГС є негерметичність. Приблизно 25...30% від усіх відмов ГС ЛА викликана негерметичністю електромагнітних кранів, золотникових розподілювачів, запобіжних клапанів, насосів, гідроприводів і гідроциліндрів. Значним фактором, який впливає на виникнення негерметичності, є втрата пружних властивостей ущільнень унаслідок впливу низьких, а також високих температур [5].

Причиною виникнення внутрішньої негерметичності агрегатів може бути також потрапляння в зазор золотникової пари гідророзподілювачів забруднюючих часток, які є продуктами зношування деталей агрегатів, продуктами окиснення робочої рідини або сторонніми частками [5].

Забруднюючі частки в робочій рідині призводять до зношування золотникових пар гідророзподілювачів, плунжерних пар насосів і гідромоторів. При цьому зазор у прецизійних парах збільшується, що веде до зменшення об'ємного ККД насосів і зміни регулювань і динамічних властивостей гідророзподілювачів внаслідок збільшення витоків. Сторонні частки при потрапленні в зазор приводять до заклинювання або значного збільшення зусиль на їх переміщення. Заклинювання має раптовий характер, внаслідок чого його дуже складно спрогнозувати.

З часом домішки в робочій рідині можуть спричинити засмічення клапанів і дроселювальних елементів, що веде до зміни регулювань і обмеженій функціональності агрегата.

Дещо рідше виникають дефекти, пов'язані з виходом із ладу агрегатів унаслідок руйнування їх конструктивних елементів. Їхня частина складає 3,5...10% від загальної кількості відмов [4]. У гідравлічній системі частина відмов насосів складає 5-8 % [4] від загальної кількості, й більша їх частина зумовлена кавітаційними руйнуваннями.

До руйнувань механічних елементів конструкції агрегатів можна віднести зрізання привідного валика, відривання плунжера від підп'ятника, руйнування штоків гідроциліндрів. Розподільчі агрегати мають у складі множину механічних елементів (важелі й куліси, рейкові, черв'ячні й шестеренчасті передачі, пружини, а також підшипники), які зношуються в процесі роботи й піддані втомному руйнуванню. В експлуатації ці дефекти проявляються як збільшення гістерезису, зони нечутливості й статичних похибок регулювання внаслідок утворення люфтів і підвищеного тертя.

Таким чином, гідравлічні й механічні дефекти в агрегатах ГС ЛА можуть суттєво впливати на їх працездатність. Тому своєчасне виявлення, локалізація й усунення дефектів ГС має вирішальне значення для забезпечення їх безпечної ефективної роботи в межах установленого терміну дії.

1.2 Використання методів параметричного діагностування в системах керування технічним станом літальних апаратів

Автоматизовані системи діагностування аналізують інформацію по наступним напрямкам: контроль стану виробу й локалізація дефектів [8, 12, 13]. Методи діагностування об'єднано в інтегральні системи (рис. 1.1).

Системи інтегрованого керування станом транспортних засобів (IVHM) використовуються компаніями Honeywell, Pratt&Whitney, Boeing, Bombardier, Embraer і COMAC для контролю стану різних підсистем, включаючи двигуни, авіоніку й елементи конструкції [9]. Дані надходять від датчиків, розміщених по всьому літаку, й передаються до централізованої системи, де вони обробляються й аналізуються. Цей аналіз дозволяє виявляти будь-які аномальні закономірності та тенденції, які можуть указувати на потенційні проблеми або перебої в системах літака, спрогнозувати час до відмови, що дозволяє більш ефективно планувати технічне обслуговування, скорочуючи непередбачувані простої й підвищуючи експлуатаційну готовність повітряних суден.

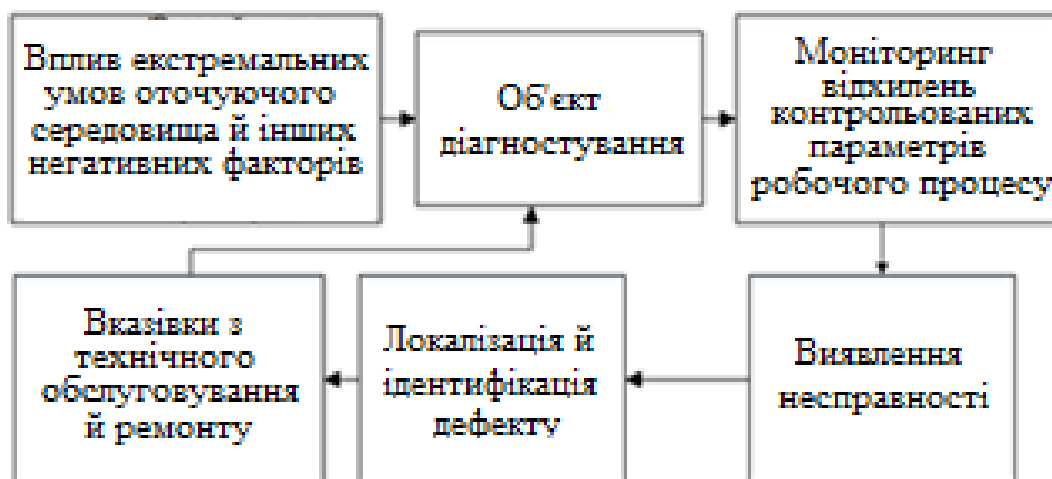


Рис. 1.1. Функції системи інтегрованого керування станом

Складовою частиною системи IVHM є система керування станом двигуна (Engine Health Management EHM) [10]. Вона представляє собою ієрархічну розподілену інформаційну систему, яка реалізує шість етапів обробки й аналізу інформації: збирання й обробку діагностичної інформації, моніторинг і діагностування технічного стану, оцінку працездатності, прогнозування технічного стану й підтримку прийняття рішень. Система EHM складається з наземних і бортових систем, які працюють у тандемі через систему зв'язку літака. EHM виконує такі функції: моніторинг стану й діагностування несправностей проточної частини газотурбінного двигуна (ГТД), моніторинг стану оливи, вібрації й ресурсу. Використовуються складні математичні алгоритми, такі як фільтр Калмана, генетичні алгоритми, алгоритми машинного навчання.

У статті [11] представлено аналіз застосування до електрогідравлічного насоса розробленої компанією Boeing системи моніторингу технічного стану відкритої програмної архітектури (Open Software Architectures OSA-CBM), здатної діагностувати такі несправності, як зношування підшипників двигуна або насоса, ударні навантаження й кавітацію насоса.

Швидке перетворення Фур'є застосовується до даних акселерометра для визначення стану підшипників насоса й електродвигуна, що дозволяє ідентифікувати зсуви вібраційних частот за плином часу й передбачити зношування підшипників. Нейронні сітки використовуються для виявлення й

класифікації кавітації насоса. З метою визначення працездатності електрогідравлічного насоса, його параметри робочого процесу контролюються шляхом порівняння вимірюваних попередньо оброблених даних із заданими пороговими значеннями.

Результати використання цієї системи на таких платформах, як F-18 E/F, бойовий безпілотний літальний апарат і військово-транспортний літак C-17 свідчить про 30-процентне зменшення витрат на технічне обслуговування.

1.3 Вимоги до методів параметричного діагностування

В стандартах ISO 13374-1, ISO 13374-2 й ISO 13374-4 [14, 15, 16] встановлено ряд вимог до систем моніторингу й діагностування технічного стану обладнання. У роботах [15-17, 22] наведено перелічені нижче вимоги до алгоритмів діагностування:

Точність діагностування. Якість діагностування при визначенні несправностей можна охарактеризувати двома типами похибок: хибні тривоги й пропущені несправності. Алгоритми розпізнавання несправностей характеризуються множиною типів похибок, які можна описати у вигляді матриці достовірності, кожний ij -й елемент якої відповідає ймовірності отримання діагнозу D_j при фактичному стані S_i .

Адаптивність до умов роботи й використовуваного обладнання.

Швидкість обробки даних. Методи діагностування мають обробляти дані й подавати результати в реальному часі або з мінімальною затримкою.

Робастність (стійкість) до шуму й відхилень у вимірюваних даних, а також до зміни умов використання.

Простота використання. Методи діагностування мають бути простими у використанні й інтерпретації для операторів і технічного персоналу.

Підтримка прийняття рішень. Методи діагностування мають надавати корисну інформацію, яка однозначно інтерпретується обслуговуючим персоналом при прийнятті рішень про технічне обслуговування й ремонт виробу.

1.4 Класифікація методів параметричного діагностування

Методам діагностування, оснований на аналізі параметрів робочого процесу, притаманно деякі характерні відмінності, які в сукупності визначають особливе місце цих методів у системі контролю стану об'єкта. Діагностичні інформація міститься в значеннях параметрів робочого процесу об'єкта, які зареєстровано при його роботі.

Для класифікації методів параметричного діагностування їх систематизують за декількома ключовими ознаками, які характеризують алгоритми діагностування. У цьому огляді класифікацію виконано за типом використовуваної апріорної інформації про стан об'єкта (експериментальна чи модельна), за типом математичної моделі (ММ) об'єкта дослідження (лінійна чи нелінійна) й за способом локалізації несправності. Така класифікація основана на роботах С. В. Єпіфанова [18], І. І. Лободи [30], а також на оглядах методів діагностування авіаційних двигунів [19] і електромеханічних приводів [20].

Згідно з рис. 1.2, методи обробки вихідної інформації, що використовуються з метою локалізації несправностей, можна розділити на два основні класи: методи, які працюють із експериментальною апріорною інформацією про об'єкт, і методи, які використовують ММ. Для великої кількості агрегатів ГС, зокрема розподільних пристроїв, не існує систематизованої бази даних дефектних станів, а створення такої бази ускладнено випадковим характером дефектів, що виникають, багато з яких проявляються достатньо рідко. Тому при огляді методів параметричного діагностування основну увагу буде приділено методам, оснований на використанні ММ робочого процесу. Серед них відокремимо два основні напрями: параметричне діагностування, основане на ідентифікації ММ, і діагностування в просторі параметрів робочого процесу.

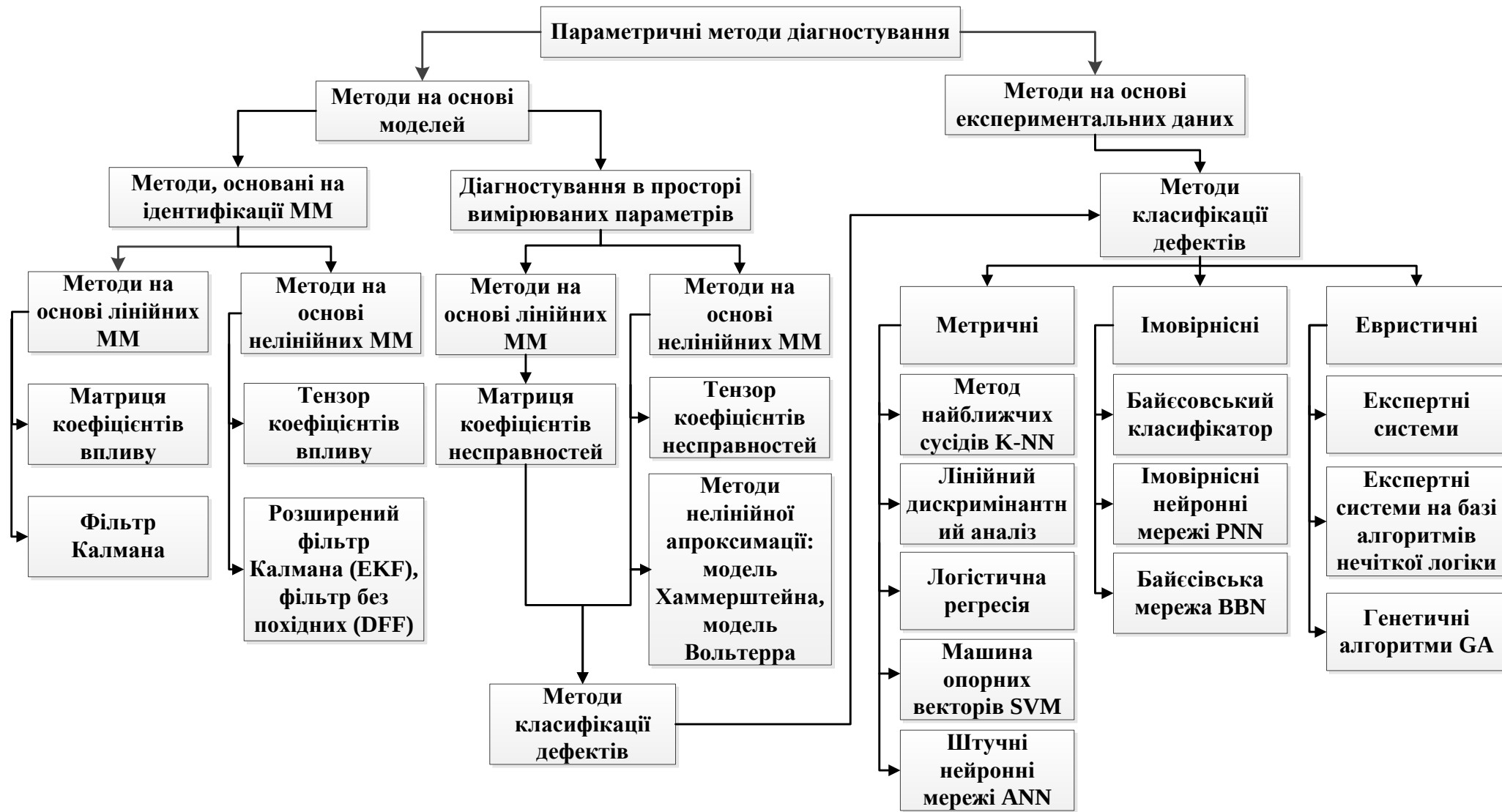


Рис. 1.2. Класифікація методів параметричного діагностування

1.5 Огляд методів параметричного діагностування

1.5.1 Методи параметричного діагностування, основані на ідентифікації ММ

Методи цього напрямку реалізуються в дві стадії. На першій стадії, використовуючи ММ, на основі вимірюваних параметрів робочого процесу оцінюють внутрішні конструктивні параметри агрегата, недоступні для вимірювання, такі як жорсткість пружин, площі прохідних перерізів регулюючих елементів та положення клапанів. Ці дані дозволяють досить точно описати можливі несправності досліджуваного виробу. Для отримання даної інформації використовується апарат параметричної ідентифікації.

На другій стадії діагностування, ґрунтуючись на оцінках, отриманих у процесі параметричної ідентифікації моделі агрегата, приймається рішення щодо відповідності технічного стану об'єкта одному із заздалегідь визначених класів дефектів. Цей етап необхідний для досягнення кінцевої мети діагностування – визначення конкретного типу дефекту. Однак цей етап діагностування ГС ще недостатньо вивчений. Автори більшості досліджень або обмежують завдання діагностування визначенням оцінок параметрів стану [21], або формулюють завдання другого етапу надто розпливчасто для його практичної реалізації. Розглянемо докладніше першу стадію діагностування.

ММ будь-якої ГС описується одними і тими ж законами гідравліки, однак існує безліч видів перетворення даної ММ з метою спрощення завдання технічного діагностування ГС і агрегатів, що входять до її складу.

Ефективний метод діагностування з точки зору реалізації та впровадження в експлуатацію наведено у статті [21]. Гідросистема складається з гідроциліндра та пропорційного клапана. ММ у просторі станів представлена системою нелінійних диференціальних рівнянь першого порядку. Вхідними параметрами $u(t)$ є тиск робочої рідини на вході та навантаження на привід. Параметрами стану $x(t)$ є тиск навантаження, переміщення та швидкість переміщення гідроциліндра, переміщення золотника пропорційного клапана:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t); \\ y(t) = C(t)x(t) + D(t)u(t), \end{cases} \quad (1.2)$$

де $y(\cdot)$ – вектор вихідних параметрів;

A, B, C, D – матриці коефіцієнтів моделі.

Несправності (внутрішні витоки та тертя в гідроциліндрі) введені в ММ ГС у вигляді невідомих параметрів стану, для ідентифікації яких використовується нелінійний фільтр розділених різниць (DDF).

DDF – це алгоритм нелінійної фільтрації. На відміну від алгоритмів лінійної фільтрації, при його застосуванні проводиться апроксимація другого порядку нелінійної системи в околиці оцінки поточного стану. При цьому процес лінеаризації за допомогою розкладання в багатовимірний ряд Тейлора спрощений шляхом заміни похідних розділеними різницями.

В алгоритмі DDF стан системи моделюється як функція її попереднього стану та керуючих вхідних даних, що застосовуються до системи. Алгоритм оцінює поточний стан системи шляхом рекурсивного оновлення оцінки стану на основі останніх вимірювань та передбачуваного стану на попередньому кроці часового ряду. В якості параметрів вимірювання використовуються тиск навантаження, переміщення й швидкість переміщення гідроциліндра, переміщення золотника пропорційного клапана.

Алгоритм DDF має кілька переваг у порівнянні з іншими алгоритмами фільтрації, такими як розширений фільтр Калмана (ЕКФ): він може обробляти сигнали, згенеровані нелінійними системами з негаусовим розподілом ймовірності похибок вимірювань і не вимагає розрахунку матриці Якобі, необхідної для апроксимації системи нелінійних рівнянь. Вагомою перевагою алгоритму DFF є те, що його можна використовувати в ситуаціях, коли модель системи є суттєво нелінійною. Крім того, його можна використовувати із зашумленими чи неповними спостереженнями.

Однак він не може бути оптимальним алгоритмом для ідентифікації ММ, оскільки його основна метою є не оцінювання параметрів моделі, а оцінювання значень функції, що розраховується з використанням моделі.

Основним недоліком даного методу діагностування гідравлічних систем є неможливість його застосування для систем з низькою спостережуваністю. Наприклад, у регуляторі палива присутні більше десяти різних взаємопов'язаних рухомих елементів, кожен з яких має свій набір параметрів стану, які неможливо виміряти. Для діагностування дефектів за допомогою алгоритму нелінійної фільтрації, враховуючи високий рівень нелінійності поведінки паливного регулятора, виникає потреба у вимірюванні достатньої кількості параметрів стану, таких як переміщення та швидкості переміщення золотників, що в багатьох випадках здійснити неможливо.

Існує інший підхід до діагностування ГС із використанням нелінійної параметричної ідентифікації. У статті [22] запропоновано метод параметричної ідентифікації ММ тертя штока гідроциліндра по елементах ущільнювачів гідроциліндра. Оскільки тертя – це складний нелінійний фізичний процес, який залежить від якості обробки поверхні, що ущільнюється, температури, в'язкості робочої рідини тощо, в даній роботі запропоновано використовувати емпіричний підхід до ідентифікації моделі. Досліджувана система складається з рухомого гідроциліндра, шток якого ущільнюється сальником. Вхідним параметром є швидкість переміщення штока гідроциліндра, вихідним параметром – зусилля, необхідне для подолання сил тертя. Обидва параметри вимірюються.

Емпірична ММ гідроциліндра являє собою модель Хаммерштейна, яка складається з функції статичної нелінійності, що описує статичні властивості ідентифікованої системи, і лінійної передавальної функції, що описує динаміку системи:

$$f[k] = H(q^{-1})g(v[k]), \quad (1.3)$$

де q^{-1} - оператор відставання,

$H(q^{-1})$ – передавальна функція лінійної частини,

$v[k]$ и $f[k]$ – вхідний и вихідний сигнали моделі відповідно в момент часу k .

Функція статичної нелінійності $g()$ відображає залежність вихідного сигналу гідравлічної системи від вхідного, а передавальна функція $H(q^{-1})$

представляє динамічну поведінку системи. Модель Хаммерштейна зазвичай використовується для моделювання нелінійних систем із лінійною динамікою. Базисна функція вейвлета Добеші використовується для представлення нелінійного відображення функції статичної нелінійності $g()$ з меншою кількістю параметрів. Лінійна динамічна частина моделі Хаммерштейна представлена у вигляді фільтра ковзного середнього (4):

$$H(q^{-1}) = a_0 + a_1 q^{-1} + \dots + a_N q^{-N}, \quad (1.4)$$

З метою підвищення точності ідентифікації та компенсації різниці між теоретичною моделлю і фактичною залежністю швидкість/тертя, модель Хаммерштейна була паралельно доповнена фізичною нелінійною моделлю тертя гідроциліндра в просторі станів.

Щоб оцінити коефіцієнти емпіричної та змішаної моделі тертя за вимірюваними вхідними та вихідними параметрами, використовується метод мінімальної середньоквадратичної помилки (LMS).

Отримані результати показали, що розрахункове значення сили тертя в манжетному ущільненні досить добре збігається з фактичним значенням. Однак існують дві основні проблеми, пов'язані із застосуванням даного методу до агрегатів ГС. По-перше, залишається невирішеною задача фізичної інтерпретації коефіцієнтів емпіричної моделі Хаммерштейна з метою подальшої класифікації дефектів за кількісними значеннями отриманих коефіцієнтів. Застосування фізичних залежностей зусилля тертя від швидкості руху гідроциліндра в змішаній моделі тертя вирішує проблему інтерпретації, оскільки після сходження цільової функції будуть отримані не тільки коефіцієнти базисної функції вейвлета Добеші, а й коефіцієнти теоретичної моделі тертя, які мають фізичний зміст. Другою невирішеною проблемою є той факт, що в гідравлічних агрегатах розподільного типу неможливо виміряти без їх розбирання сили тертя, а також швидкості переміщення рухомих елементів. Невирішеною також залишається задача вибору вимірюваних параметрів робочого процесу агрегата, необхідних для ідентифікації інших параметрів, таких як жорсткості пружин, витоки, засмічення тощо.

Особливістю гідравлічних агрегатів розподільного типу, зокрема паливних регуляторів, є велика кількість рухомих і нерухомих конструктивних елементів, які функціонально різною мірою впливають на параметри робочого процесу. Проте кількість параметрів робочого процесу, доступних для вимірювання, дуже обмежена через конструктивні особливості даних агрегатів. До того ж вплив конструктивних елементів на відхилення вимірюваних параметрів у багатьох випадках може бути дуже схожим. Таким чином, задача параметричної ідентифікації ММ стає погано обумовленою [8], що значно ускладнює процес ідентифікації та подальшу класифікацію технічного стану. Для вирішення задачі діагностування в умовах поганої обумовленості застосовують в основному два підходи: регуляризацию процесу параметричної ідентифікації або діагностування в просторі параметрів, що вимірюються [29]. Методи діагностування, що використовують алгоритми параметричної ідентифікації, мають деякі недоліки, наявність яких значно ускладнює процес діагностування гідравлічних розподільчих агрегатів: а) помилки вимірюваних параметрів і помилки ММ призводять до великих похибок в оцінках параметрів стану через погану обумовленість задачі; б) при врахуванні додаткової апріорної інформації про можливі дефекти існує проблема підбору коефіцієнтів регуляризації функціоналу, що мінімізується [29]. Таким чином, регуляризація задачі параметричної ідентифікації може не дати очікуваної точності діагностування.

Навпаки, процес діагностування в просторі вимірюваних параметрів робочого процесу описується математичним апаратом розпізнавання образів, що дозволяє виключити з процесу діагностування ММ і виключити її помилки. Точність класифікації в такому разі залежить лише від ступеня унікальності впливу того чи іншого дефектного стану на певний набір діагностичних ознак.

1.5.2 Методи діагностування в просторі вимірюваних параметрів

Простір, у якому безпосередньо відбувається визначення станів гідравлічного агрегата, назовемо діагностичним, а параметри робочого процесу, що формують цей простір – діагностичними ознаками. Підхід до діагностування як процесу

розпізнавання в просторі вимірюваних діагностичних ознак або їх відхилень від норми принципово відрізняється від діагностування з використанням ідентифікації ММ, яке пов'язане з суттєвими похибками оцінювання параметрів стану, одним із джерел яких є сама модель.

Процедура локалізації несправностей гідравлічного агрегата в просторі параметрів робочого процесу або їх відхилень від норми є задачею розпізнавання образів і організована інакше, ніж процедура, що використовує ідентифікацію ММ. Ця процедура включає такі етапи:

1) *навчання*: на основі інформації про можливі технічні стани гідравлічного агрегата формується еталонний опис кожного класу можливих станів;

2) *прийняття рішення*: значення діагностичних ознак стану порівнюються з еталонними описами, й приймається рішення про належність поточного стану до одного з класів дефектів;

3) *оцінювання* показників якості розпізнавання.

У процесі діагностування на другому етапі ММ не застосовується. Її використання необхідне на етапі формування класів дефектів за умови недостатньої кількості емпіричних даних про можливі стани об'єкта діагностування.

Розпізнавання дефектів у просторі контрольованих параметрів робочого процесу є перспективним напрямом, що дозволяє виключити ММ з процедури діагностування.

У статті [23] наведено метод діагностування несправностей в електрогідравлічних циліндрових приводах, які зазвичай використовуються в промисловості. Метою запропонованого методу є виявлення та ізоляція несправних компонентів, що дозволяє підвищити надійність та знизити витрати на обслуговування. ММ системи відображається у вигляді набору нелінійних диференціальних рівнянь, які можна використовувати для моделювання поведінки системи з різними відхиленнями конструктивних параметрів. У цій роботі простір вимірюваних параметрів робочого процесу трансформовано за допомогою алгоритмів ідентифікації в простір коефіцієнтів кернфункцій.

Для моделювання поведінки вузла приводу електрогідравлічного циліндра, підданого різним нелінійним впливам, використовується модель Вольтерра другого порядку, перевага якої полягає в тому, що вона може відображати нелінійну динамічну поведінку системи.

Коефіцієнти кернфункцій Вольтерра оцінюються за допомогою рекурсивного алгоритму найменших квадратів, який оновлює оцінки коефіцієнтів кернфункцій на основі поточних та попередніх вхідних і вихідних даних системи.

Після ідентифікації моделі Вольтерра автори використовують її для виявлення та локалізації несправностей у блоці приводу електрогідравлічного циліндра. Зокрема, вони використовують коефіцієнти кернфункцій моделі для формування вектора діагностичних ознак H_{sym}^N системи, що нормально працює. З метою виявлення дефекту, вектор H_{sym}^{Fi} параметрів моделі Вольтера, отриманий при ідентифікації системи з дефектним станом, порівнюють з вектором параметрів моделі H_{sym}^N , який має очікувані значення для справної системи. Порівняння здійснюють за допомогою розрахунку косинусної відстані між векторами H_{sym}^{Fi} і H_{sym}^N . Якщо вектор параметрів H_{sym}^{Fi} дефектної системи значно відхиляється від вектора параметрів H_{sym}^N справної системи, це вказує на наявність несправності. Для локалізації несправності авторами використовується матриця впливу фізичних параметрів електрогідравлічної системи на параметри моделі Вольтера, які в цьому випадку використовуються як діагностичні ознаки. Ця матриця отримана шляхом моделювання дефектних станів системи за допомогою її фізичної ММ з подальшою ідентифікацією за допомогою моделі Вольтера. Таким чином, вектор діагностичних ознак H_{sym}^{Fi} , отриманий при ідентифікації системи з дефектним станом F_i , порівнюють за допомогою косинусної відстані з кожним із векторів параметрів моделі Вольтера H_{sym}^{Fj} , що відповідають можливим дефектним станам F_j . Автори демонструють ефективність такого підходу шляхом виявлення та розпізнавання несправностей у блоці приводу електрогідравлічного циліндра в різних умовах експлуатації.

Ефективність методу перевірялася на змодельованому приводі електрогідравлічного циліндра; вводилися різні несправності, такі як заїдання клапана, витік у насосі та тертя в циліндрі. У статті демонструється, що запропонований метод здатний точно виявляти та локалізувати ці несправності навіть за наявності шуму вимірів та невизначеностей моделювання.

Однак слід зазначити обмеження в застосуванні моделі Вольтерра для діагностування несправностей у випадках, коли є статичні дефекти з обмеженою кількістю вимірюваних параметрів робочого процесу. Модель Вольтерра – це метод опису нелінійної системи, що вимагає значного обсягу даних та обчислювальних ресурсів для точного оцінювання її параметрів. Якщо кількість вимірюваних діагностичних ознак дуже обмежена, результуюча модель може не відобразити всю складність системи, що призведе до неточних або неповних діагнозів. Крім того, якщо діагностичні параметри недостатньо чутливі до конкретних типів несправностей, це може ускладнити виявлення та діагностування несправностей з використанням даної моделі. У таких випадках можуть знадобитися альтернативні методи діагностування або збирання додаткових даних для підвищення інформативності діагностичних ознак. Запропонований у цій роботі алгоритм діагностування при класифікації дефектів не ураховує ймовірності їх виникнення, що значно ускладнює процес встановлення діагнозу.

Частково недоліки діагностування, ґрунтованого на визначенні косинусної відстані між векторами параметрів моделі Вольтерра для справного та несправного станів, усунуті в статті [24], де представлений метод виявлення та локалізації несправностей для гідравлічного сервоприводу з використанням моделі ARX та нейронної мережі радіальних базисних функцій (RBF). Коефіцієнти моделі ARX, що оцінюються методом найменших квадратів, використовуються як вектор діагностичних ознак для виявлення несправностей, а нейронна мережа RBF використовується для класифікації несправностей.

Модель ARX є простішою моделлю порівняно з моделлю Вольтерра, оскільки вона відображає лише взаємозв'язки першого порядку між вхідним і

вихідним сигналами гідравлічної системи. Однією з основних переваг ARX-моделі є те, що для її ідентифікації потрібен менший об'єм даних порівняно з моделлю Вольтерра, яка вимагає більше даних через її складність. При цьому з практики застосування ARX моделей для побудови систем керування гідравлічних серво-систем моделі даного типу мають достатній рівень складності для відображення взаємозв'язків між вхідними та вихідними параметрами.

У даній роботі класифікація несправностей здійснюється за допомогою нейронної мережі RBF таким чином, що оптимальна межа поділу між дефектами визначається в результаті мінімізації цільової функції. Такий підхід до класифікації є однозначно більш точним, ніж запропонований у попередній роботі евристичний підхід, оснований на використанні косинусної відстані між векторами параметрів. Нейронна мережа RBF має кілька переваг у порівнянні з іншими типами нейронних мереж, такі як краща збіжність, менша кількість ітерацій, необхідних для навчання, відсутність локального мінімуму.

Одним з основних недоліків нейронної мережі RBF є складність визначення необхідної кількості прихованих вузлів нейронної мережі, що, в свою чергу, може вплинути на її продуктивність. Крім того, нейронні мережі RBF можуть погано працювати із зашумленими або неповними даними. Нарешті, навчання нейронної мережі RBF може вимагати значних обчислювальних ресурсів, особливо великих наборів даних чи складних моделей.

Одним із найбільш суттєвих недоліків даного методу класифікації дефектів, як і методу, описаного в статті [26], є недостатня інтерпретованість результатів оцінок стану внаслідок неможливості визначення ймовірності розпізнавання дефектів, оскільки оцінка RBF є метричною. Це ускладнює процес постановки діагнозу, особливо в умовах отримання подібних оцінок приналежності класифікованого стану до двох або більше класів дефектів.

У сучасній авіації поширені приводи електромеханічного типу (ЕМП). Вони виконують ті ж самі функції, що й авіаційні гідравлічні сервоприводи, та працюють у тих самих умовах. Тому оцінюванню технічного стану ЕМП приділяється велика увага, що відображено в ряді робіт [25, 26, 27, 28].

Як приклад розглянемо роботу [25]. Автори пропонують двоетапний процес діагностування, який поєднує використання ММ і алгоритму дерева рішень. ММ ЕМП представлена у вигляді системи з двох диференціальних рівнянь у просторі станів. ММ ЕМП встановлює зв'язок між такими параметрами стану як кутова швидкість обертання та споживаний приводом струм, які у свою чергу залежать від вхідних параметрів: напруги живлення та моменту навантаження на привід. Потім, за допомогою корпускулярного фільтру, оновлюються оцінки коефіцієнтів ММ, що дозволяє використовувати її для визначення нормальних значень параметрів робочого процесу та таблиці впливу дефектів на параметри робочого процесу. На першому етапі діагностування проводиться Z-test для вимірних параметрів робочого процесу ЕМП, що дозволяє визначити, чи виходять контрольовані параметри за межі встановлених норм. У разі наявності відхилень параметрам надаються відповідні символи "+" або "-", залежно від характеру відхилення (додатне чи від'ємне відповідно).

Далі виміряні параметри робочого процесу за допомогою алгоритму якісної класифікації порівнюються з параметрами, що моделюються, для різних дефектних станів ЕМП. Цей алгоритм дозволяє локалізувати широкий спектр дефектів, таких як несправність датчиків струму електродвигуна, підвищена температура електродвигуна, несправність датчиків положення приводу.

На другому етапі, якщо за допомогою ММ не вдається локалізувати несправність до одного конкретного дефекту, застосовується алгоритм діагностування, побудований з урахуванням бази даних різних діагностичних ознак (наприклад, віброприскорення). У цьому випадку використовується алгоритм дерева рішень, який, ґрунтуючись на інформації, що міститься в таблиці впливу дефектів на параметри робочого процесу, дозволяє розділити групу дефектів-претендентів у просторі діагностичних ознак.

Розглянута методика діагностування вимагає наявності великої бази даних вимірюваних діагностичних ознак, що містить додаткову інформацію про систему, наявність якої дозволить усунути неоднозначність при постановці діагнозу. Однак для паливного регулятора дуже важко знайти доступну для

вимірювань групу діагностичних ознак, що дозволяють вирішити проблему значної кореляції впливів різних дефектних станів на вимірювані параметри.

У всіх описаних у цьому розділі методах діагностування ГС застосовується досить складний математичний апарат, що дозволяє визначати наявність несправності та локалізувати її з прийнятною точністю. Об'єктами дослідження в роботах, що розглядаються, є агрегати ГС, що складається з сервоклапана і гідроциліндра, а також електромеханічний привід. Системи такого типу широко застосовуються як у загальному машинобудуванні, так і в авіакосмічній галузі через їх високу питому потужність. Тому не дивно, що розроблено цілу низку алгоритмів діагностування гідравлічних і електромеханічних приводів, які дозволяють контролювати та підтримувати їх справний технічний стан в експлуатації. Кожен з описаних алгоритмів має свої переваги, які виражаються переважно в легкості реалізації та в можливості виявлення різних негативних нелінійних ефектів. Однак у жодній із робіт не приділяється достатньої уваги кількісним показникам ефективності діагностування. У практичних дослідженнях з параметричної діагностики часто застосовуються кількісні показники якості для етапу ідентифікації, а також різні непрямі показники надійності етапу розпізнавання, хоч недосконалість останніх може стати додатковим джерелом похибок. Рідко використовуються такі важливі показники достовірності, як точність класифікації, повнота, F-міра, а також вірогідність правильного та помилкового діагностування.

Особливо важливо мати отримані з необхідною точністю імовірнісні оцінки приналежності аналізованого стану системи до того чи іншого класу дефектів у випадку, коли відхилення різних конструктивних параметрів системи, що відповідають дефекту, мають дуже схожий вплив на зміну вимірюваних діагностичних ознак. Імовірнісна оцінка значно спрощує процес встановлення діагнозу й дозволяє оцінити достовірність діагностування. Гідромеханічна система агрегатів розподільного типу складається з великої кількості конструктивних елементів, невідповідність яких вимогам значно впливає на працездатність агрегата. Велика кількість можливих дефектів, схожих за своїм

впливом на вимірювані діагностичні ознаки, а також дуже обмежена кількість доступних для вимірювання параметрів робочого процесу, визначають складність процесу діагностування.

Значні досягнення отримані в сфері застосування методів діагностування у просторі параметрів стану до проточної частини газотурбінного двигуна (ГТД). За своєю складністю проточна частина ГТД не поступається таким складним виробам, як агрегат регулювання подачі палива. Задача діагностування ГТД також є погано обумовленою, а кількість параметрів робочого процесу, що вимірюються, обмежена. Так, у роботі [29] наведено метод діагностування ГТД у просторі термогазодинамічних параметрів. Як об'єкт діагностування авіаційний ГТД є складною нелінійною системою, в якій процес діагностування відбувається в умовах обмеженої кількості вимірюваних параметрів робочого процесу Y_i . У цій роботі діагностування здійснюється шляхом класифікації дефектів у просторі термогазодинамічних параметрів Z . Одним з ключових елементів даного методу діагностування є використання лінеаризованої ММ ГТД, яка спрощує розрахунки та скорочує обчислювальні ресурси при збереженні високої точності визначення параметрів робочого процесу. Універсальна всережимна повузлова нелінійна ММ використовується для отримання набору однорежимних лінійних діагностичних моделей за допомогою алгоритму лінеаризації, який полягає в послідовному розрахунку значень матриці коефіцієнтів впливу H_{ij} параметрів стану θ_j на параметри робочого процесу:

$$H_{ij} = \frac{\frac{Y_i^+ - Y_0}{Y_0}}{\frac{\theta_j^+ - \theta_0}{\theta_0}}. \quad (1.5)$$

Лінійні моделі зручні для аналізу, оскільки дозволяють вивести аналітичні співвідношення, що використовуються для розрахунку функції щільності ймовірностей, необхідної для створення алгоритму діагностування, і скоротити час виконання діагностичного алгоритму. У багатьох випадках лінійних моделей

достатньо для виконання діагностичних завдань, оскільки вони можуть давати досить точні результати.

Система діагностування, описана в цій роботі, оснований на тому, що кожен із класів дефектів специфічно відповідає відхиленню від норми одного чи двох параметрів стану. Кількість параметрів стану, відхилення яких не відповідають нормам, визначає кратність дефекту. Алгоритм класифікації стану для одно- і двократних дефектів базується на теоремі Байєса і полягає в розрахунку умовної ймовірності $P(D_j|Z^*)$ прийняття рішення про наявність дефекту D_j при спостереженні вектора вимірюваних параметрів робочого процесу Z^* :

$$P(D_j|\vec{Z}^*) = \frac{P(\vec{Z}^*|S_j) \cdot P(S_j)}{\sum_{i=1}^q P(\vec{Z}^*|S_i) \cdot P(S_i)}. \quad (1.6)$$

Даний алгоритм включає етап визначення області істинних значень діагностичних ознак, спричинених конкретним дефектом, шляхом використання лінійної ММ із заздалегідь заданими відхиленнями параметрів стану, етап завдання функції щільності ймовірності в області, що визначається, та завдання апіорної ймовірності для кожного дефекту. Кожен із множників формули Байєса обчислюється на основі таких припущень: закон розподілу щільності ймовірності вимірюваних параметрів робочого процесу $f(Z^*|Z)$ - нормальний; апіорні ймовірності $P(S)$ виникнення станів S рівні між собою; розподіл істинних значень діагностичних параметрів $f(Z|S)$ – рівномірний. На підставі обчислених значень умовної ймовірності $P(Z^*|S)$ за відомої реалізації вектора Z^* для кожного можливого діагнозу D_j обчислюється ймовірність $P(D_j|Z^*)$ його прийняття.

В цілому цей алгоритм ефективно визначає технічний стан ГТД і з високою точністю локалізує несправності. На відміну від розглянутих вище методів діагностування агрегатів ГС, у роботі [29] запропоновано методологію визначення ймовірності постановки правильного діагнозу. Цей показник є ключовим параметром при постановці діагнозу.

Однак для застосування цієї методології при діагностуванні агрегатів гідравлічних систем необхідно ґрунтовно переробити всі її аспекти. Основою алгоритму є нелінійна ММ, тому є необхідність розробки всережимної нелінійної

ММ гідравлічного агрегата. При цьому алгоритм лінеаризації ММ також підлягає деякій переробці, оскільки стосовно гідравлічного агрегата розглядаються дефекти, які, на відміну від розглянутих у роботі І. І. Лободи, пов'язані з відхиленнями від норми параметрів конструктивних елементів як у бік додатних, так і у бік від'ємних значень. Окремим завданням є визначення конструктивних параметрів, що підлягають діагностуванню, та оцінка можливості розрізняти класи дефектів, що визначає можливість діагностування стану виробу.

1.6 Методи допускового контролю

На етапі вхідного контролю об'єкта при його ремонті за технічним станом процес визначення несправності є досить детермінованим. Значення параметрів робочого процесу, що вимірюються, порівнюються з допустимими значеннями, встановленими на підставі технічних умов. Однак у технічних умовах на паливний регулятор вказано не всі параметри, які забезпечують працездатність системи автоматичного керування у складі двигуна та паливного регулятора.

У системі, що складається з турбовального двигуна вертольота та його паливного регулятора, можуть виникнути коливання частот обертання турбокомпресора й вільної турбіни (ВТ), що пов'язані з виходом динамічної характеристики САК за межі області коливальної стійкості. Однак однозначно визначити причини, що викликають коливання частоти обертання, на етапі перевірки паливного регулятора окремо від двигуна досить складно, оскільки, згідно з вимогами технічних умов на паливний регулятор, контролю підлягають в основному його статичні параметри та лише деякі динамічні, а стійкість динамічної системи визначається в процесі спільних випробувань із двигуном. У свою чергу, при випробуваннях регулятора однозначно визначити причини виникнення коливань частот обертання неможливо, оскільки можливі ситуації, коли регулятор і двигун окремо відповідають усім вимогам технічних умов, але САК в цілому нестійка внаслідок несприятливого поєднання численних факторів, що впливають на динамічні властивості двигуна та регулятора.

Тому для розв'язання поставленого завдання контролю динамічних характеристик паливного регулятора найбільш доцільно застосувати статистичний підхід і методи теорії розпізнавання образів [30].

Оскільки паливний регулятор в умовах його виробництва досліджується окремо від двигуна, завдання розпізнавання дефекту «коливання частот обертання» зводиться до формування бази даних параметрів регуляторів, що реєструються, належність яких до класу схильних або несхильних до нестійкої роботи у складі САК апіорі відома. У теорії розпізнавання образів існує кілька основних методів класифікації на основі баз даних з апіорною інформацією. Це статистичні методи (метод Байєса, метод послідовного аналізу) та методи розпізнавання в просторі ознак (логістична регресія, метод опорних векторів, метод k-найближчих сусідів) [30, 32]. Однак ефективна класифікація із застосуванням даних методів неможлива без попередньої обробки бази даних із метою зменшення її розмірності без втрати інформативності в умовах обмеженої кількості експериментів у навчальній вибірці.

У роботі [31] розглянуто приклади застосування ряду поширених алгоритмів для класифікації несправностей у просторі параметрів робочого процесу, що виникають під час експлуатації газотурбінних двигунів. Наведено основні методики оцінки ефективності застосовуваних класифікаторів. До кількісних метрик, розрахованих на підставі даних матриці помилок тестової класифікації, включають показник правильної класифікації, показник неправильної класифікації, вартість хибнопозитивного та хибнонегативного результатів класифікації [30, 32]. Також описані методи візуалізації ефективності класифікаторів, такі як криві ROC та павутинні графіки для аналізу класифікаторів більше двох класів. Показник правильної класифікації і павутинні графіки використовувалися для визначення найбільш точного класифікатора.

Аналіз основних компонентів (PCA) – це метод зменшення розмірності, який обчислює коварійну матрицю навчальних даних та визначає відповідні власні вектори та власні значення. Зберігаючи лише найважливішу інформацію, PCA дозволяє аналізувати багатовимірні дані. Даний алгоритм ефективно працює із

зашумленими даними. Однак PCA є лінійним методом і передбачає, що базова структура даних може бути отримана за допомогою лінійних перетворень, тому може виникнути проблема при спробі відображення структури даних із нелінійними взаємозв'язками.

Одним із ключових методів розпізнавання образів у діагностуванні є метод часткових найменших квадратів (PLS) – статистичний метод, що використовується для багатовимірного аналізу даних, особливо в ситуаціях, коли є велика кількість змінних-предикторів, що сильно корельовані між собою. PLS є розширенням методу лінійної регресії й поєднує функції аналізу основних компонентів (PCA) і множинної лінійної регресії (MLR).

Основна мета алгоритму PLS – змоделювати взаємозв'язки між набором змінних-предикторів (X) та набором змінних-відгуків (Y). PLS робить це шляхом отримання прихованих змінних, також відомих як компоненти або фактори PLS, які являють собою лінійні комбінації вихідних змінних. Ці приховані змінні фіксують максимальну коваріацію між предиктором і змінними відгуками, а також зменшують розмірність даних. PLS – це лінійний метод; це означає, що він може працювати погано, коли існують нелінійні взаємозв'язки між предиктором та змінними відгуками.

Машина опорних векторів (SVM) [33] – це метод навчання з учителем, який можна використовувати для задач бінарної класифікації. Він полягає в побудові гіперплощини, яка максимізує відстань між векторами вибірки обох класів, таким чином поділяючи їх. У контексті діагностування несправностей SVM може класифікувати різні стани на основі вхідних даних. Він забезпечує високу продуктивність, але може вимагати значних обчислювальних ресурсів для великих наборів даних і може бути чутливим до налаштування параметрів класифікатора.

Імовірнісна нейронна мережа (PNN) – це двошарова штучна нейронна мережа, яка використовує байєсівський підхід для класифікації вхідних даних. Діагностика несправностей здійснюється шляхом визначення вхідних даних до відповідного класу несправностей на основі вихідних даних мережі. Однією з

переваг PNN є те, що вона вимагає менше навчальних даних порівняно з іншими типами нейронних мереж. Це пов'язано з тим, що PNN використовує непараметричний підхід до навчання, а це означає, що їй не потрібна велика кількість навчальних прикладів для отримання точних прогнозів. Крім того, PNN може обробляти як безперервні, так і дискретні вхідні дані.

Однак одним із недоліків PNN є те, що вона може бути трудомісткою в обчислювальному відношенні, особливо при роботі з великими наборами даних. Крім того, точність PNN залежить від якості вхідних даних, а це означає, що вона може погано працювати із зашумленими або неповними даними.

Класифікатор ізоляції поодиноких несправностей (SFI) використовує варіант класичної методології лінійного аналізу проточної частини ГТД, використовуючи банк фільтрів Калмана. Ідея полягає в тому, що для кожного несправного стану фільтр Калмана створює набір можливих оцінок несправності, а в якості оцінки відбирається несправність, яка має найменшу метрику помилки. Даний алгоритм не підходить для ординарного завдання бінарної класифікації діагностичних параметрів з накопиченої в експлуатації бази даних, що не передбачає побудови математичної моделі дефектного стану.

В результаті досліджень виявлено, що найбільш точними класифікаторами виявилися алгоритми PNN та SVM, з показниками ймовірності правильної класифікації 0,971 та 0,967 відповідно. Однак інші аналізовані в цій роботі класифікатори також мають достатню точність класифікації. Аналіз ефективності класифікаторів показав відсутність найкращого алгоритму; кожен метод має певні переваги та обмеження при застосуванні до моніторингу стану ГТД. Ґрунтуючись на розумінні методів оцінки ефективності та враховуючи плюси та мінуси кожного класифікатора, дослідник може приймати обґрунтовані рішення щодо застосування найбільш відповідного методу діагностування. Додаткове комбінування класифікаторів, а також застосування попередньої обробки навчальної бази даних може призвести до створення більш ефективних та точних систем діагностування несправностей. Під попередньою обробкою бази даних слід розуміти видалення або виправлення помилок, відсутніх значень і викидів у

даних, нормалізацію даних, вибір властивостей, які є найбільш актуальними або корисними для завдання машинного навчання.

1.7 Висновки до першого розділу

У результаті аналізу наявних методів параметричного діагностування гідравлічних агрегатів можна зробити такі висновки:

1) Діагностування є ефективним інструментом інформаційного забезпечення систем підтримки надійності агрегатів ГС.

2) В представлених методах діагностування ГС використовується широкий спектр різних алгоритмів діагностування. В умовах відсутності великого масиву емпіричних даних, які відображають проявлення дефектів, що розглядаються, основою всіх методик є нелінійна ММ ГС, яка спроможна відобразити фізику процесів, що відбуваються, на достатньому для діагностування рівні. Для зручності діагностування методом параметричної ідентифікації або методом класифікації в просторі параметрів станів у кожній із проаналізованих робіт використовується вельми складний математичний апарат, який дозволяє перетворити нелінійну ММ ГС до форми, зручної для застосування алгоритмів локалізації несправностей. Однак жоден з методів, що оглянуто, не дає уявлення про ефективність роботи алгоритмів класифікації станів в умовах наявності обмеженої кількості вимірюваних параметрів робочого процесу.

3) У роботах, пов'язаних із дослідженням алгоритмів класифікації станів агрегатів ГС у просторі параметрів стану, не даються ймовірнісні оцінки приналежності поточного стану виробу до того чи іншого класу, що значно ускладнює процес постановки діагнозу в разі отримання близьких оцінок приналежності поточного стану до різних дефектів. У свою чергу, наведені оцінки ефективності діагностування мають вельми суб'єктивний характер, оскільки жоден з методів не надає критеріїв якості діагностування, таких як вірогідності діагнозів.

4) Розглянутий метод діагностування проточної частини ГТД дає ймовірнісні оцінки стану, в ряді робіт подається методологія визначення якості

діагностування. Однак цей алгоритм базується на абсолютно іншій ММ досліджуваного виробу, яка описує абсолютно інші фізичні процеси. Також повністю відрізняється склад діагностованих параметрів стану, параметрів робочого процесу, а також характер взаємозв'язку між ними.

Відповідно, для виконання перелічених функцій інтегральних систем оцінювання технічного стану, ураховуючи складність фізичної природи дефектів, що виникають в агрегатах ГС, і недоліки наявних методів діагностування, можна сформулювати основні задачі розробки алгоритмів діагностування для складних гідравлічних агрегатів, зокрема паливного регулятора:

- Розробка нелінійної динамічної всережимної гідромеханічної ММ агрегату, здатної повною мірою відтворювати всі режими роботи виробу, на яких виконується контроль параметрів.

- Розробка методики лінеаризації нелінійної ММ паливного регулятора для зручності її використання з метою діагностування. Для цього методу має бути виконана оцінка похибок лінеаризації й області застосування лінійної діагностичної моделі.

- Розробка методу діагностування несправностей агрегату на базі його лінійної діагностичної ММ, який є здатним ефективно локалізувати несправності в умовах наявності обмеженої кількості вимірюваних параметрів робочого процесу. При цьому необхідно оперувати ймовірнісними оцінками технічного стану виробу, за допомогою яких можна визначити показники достовірності діагностування.

- Розробка методу класифікації динамічних характеристик паливного регулятора з метою визначення виробів, які можуть спричинити втрату стійкості системи автоматичного керування двигуном.

- Розробка технології вхідного контролю в процесі ремонту за технічним станом для ефективного застосування методів діагностування.

- Експериментальна перевірка ефективності розробленого методу діагностування в умовах вхідного контролю параметрів виробів, що ремонтуються, з оцінкою якості класифікації дефектних станів.

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. ГОСТ 18322–78. Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения. – Чинний від 1980–01–01. – М. : Издательство стандартов, 1979. – 12 с.
3. Kroes, M. Aircraft maintenance and Repair. 8th edition / M. Kroes, R. Sterkenburg. – McGraw Hill Professional, 2019. – 624 с.
4. Фінкельштейн З. Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посібник / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко ; ред. П. М. Андренко ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Харків : НТУ "ХПІ", 2014. – 308 с.
5. Kopáek, J. Reliability of fluid systems / J. Kopáek , K. Fojtášek, L. Dvoák. - Reliability of fluid systems. - The European Physical Journal Conferences, 2016. - 114:02057. – Режим доступу: <http://dx.doi.org/10.1051/epjconf/201611402057>.
6. Kim J. A comparative study of time-based maintenance and condition-based maintenance for optimal choice of maintenance policy [Electronic resource] / J. Kim, Y. Ahn, H. Yeo // Structure and Infrastructure Engineering. – 2016. – Т. 12, № 12. – С. 1525–1536. – Режим доступу: <http://dx.doi.org/10.1080/15732479.2016.1149871>. – Назва з екрана.
7. Ahmad, R. An overview of time-based and condition-based maintenance in industrial application [Electronic resource] / R. Ahmad, S. Kamaruddin // Computers & Industrial Engineering. – 2012. – Т. 63, № 1. – С. 135–149. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.cie.2012.02.002>. – Назва з екрана.
8. Кулик, А. С. Сигнально-параметрическое диагностирование систем управления [Текст] / А. С. Кулик ; Гос. Аэрокосмический ун-т «ХАИ». – Харьков: Бизнес-Информ, 2000. – 260 с.

9. Chang S. Integrated Vehicle Health Management Technology and Its Applications in Commercial Aviation [Electronic resource] / S. Chang, Y. Wang // International Conference on Sensing, Diagnostics, Prognostics, and Control. — 2017. — С. 740–745. — Режим доступу: <https://doi.org/10.1109/SDPC.2017.145>. — Назва з екрана.
10. Abousada W. Design Technology Research of Aircraft Engine Health Management (EHM) Technologies [Electronic resource] / W. Abousada // Advances in Aerospace Science and Technology. — 2021. — Т. 6, № 1. — С. 9–23. — Режим доступу: <https://doi.org/10.4236/aast.2021.61002>. — Назва з екрана.
11. Chidambaram B. Condition-Based Monitoring of an Electro-Hydraulic System Using Open Software Architectures [Electronic resource] / B. Chidambaram, D. D. Gilbertson, K. Keller // IEE Aerospace Conference. — 2005. — С. 3532–3539. — Режим доступу: <https://doi.org/10.1109/AERO.2005.1559656>. — Назва з екрана.
12. Pecht M. A prognostics and health management roadmap for information and electronics-rich systems [Electronic resource] / M. Pecht, R. Jaai // Microelectronics Reliability. — 2010. — Т. 50, № 3. — С. 317–323. — Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.microrel.2010.01.006>. — Назва з екрана.
13. Sikorska J. Z. Prognostic modelling options for remaining useful life estimation by industry [Electronic resource] / J. Z. Sikorska, M. Hodkiewicz, L. Ma // Mechanical Systems and Signal Processing. — 2011. — Т. 25, № 5. — С. 1803–1836. — Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2010.11.018>. — Назва з екрана.
14. ISO 13374-1:2003. Condition monitoring and diagnostics of machines — Data processing, communication and presentation — Part 1: General guidelines. — Вид. офіц. — Чинний від 2003-03-13. — International Organization for Standardization, 2003. — 16 с.
15. ISO 13374-2:2007. Condition monitoring and diagnostics of machines — Data processing, communication and presentation — Part 2: Data processing. — Вид. офіц.. — Чинний від 2007-07-09. — International Organization for Standardization, 2007. — 33 с.

16. ISO 13374-4:2015. Condition monitoring and diagnostics of machines – Data processing, communication and presentation – Part 4: Presentation. – Вид. офіц.. – Чинний від 2015-11-19. – International Organization for Standardization, 2015. – 5 с.
17. Venkatasubramanian V. A review of process fault detection and diagnosis. Part I: Quantitative model-based methods [Electronic resource] / V. Venkatasubramanian, R. Rengaswamy, K. Yin, S. N. Kavuri // Computers and Chemical Engineering. – 2003. – Т. 27, № 3. – С. 293–311. – Режим доступу: [https://doi.org/10.1016/S0098-1354\(02\)00160-6](https://doi.org/10.1016/S0098-1354(02)00160-6). – Назва з екрана.
18. Loboda, I. A Mixed Data-Driven and Model Based Fault Classification for Gas Turbine Diagnosis / I. Loboda, S. Yepifanov // International Journal of Turbo and Jet Engines. – 2010. – Vol. 27, iss. 3/4. – P. 251–264. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1515/TJJ.2010.27.3-4.251>. – Назва з екрана.
19. Fentaye A. D. A Review on Gas Turbine Gas-Path Diagnostics: State-of-the-Art Methods, Challenges and Opportunities [Electronic resource] / A. D. Fentaye, A. T. Baheta, S. I. Gilani, K. G. Kyprianidis // Aerospace. – 2019. – Т. 6, № 7. – N. pag. — Режим доступу: <https://doi.org/10.3390/aerospace6070083>. – Назва з екрана.
20. Yin Z. A review of fault diagnosis, prognosis and health management for aircraft electromechanical actuators [Electronic resource] / Z. Yin, N. Hu, J. Chen, Y. Yang, G. Shen // IET Electric Power Applications. – 2022. – Т. 16, № 11. – С. 1249–1272. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1049/elp2.12225>. – Назва з екрана.
21. Mahulkar V. Derivative free filtering in hydraulic systems for fault identification [Electronic resource] / V. Mahulkar, D. E. Adams, M. Derriso // Control Engineering Practice. – 2011. – Т. 19, № 7. – С. 649–657. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2011.01.003>. – Назва з екрана.
22. Kwak B.-J. Nonlinear system identification of hydraulic actuator friction dynamics using a Hammerstein model [Electronic resource] / B.-J. Kwak, A. E. Yagle, J. A. Levitt // Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing, ICASSP '98 (Cat. No.98CH36181). – 1998. – INSPEC

Accession Number: 6054012. – Режим доступу:
<https://doi.org/10.1109/ICASSP.1998.681441>. – Назва з екрана.

23. Tan H.-Z. Parametric Fault Diagnosis for Electrohydraulic Cylinder Drive Units [Electronic resource] / H.-Z. Tan, N. Sepehri // IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 2002. – Т. 49, № 1. – С. 96–106. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1109/41.982253>. – Назва з екрана.

24. Liu H. A fault diagnosis method based on parametric estimation in hydraulic servo system [Electronic resource] / H. Liu, P. Ouyang, S. Wang // Sixth International Symposium on Instrumentation and Control Technology: Signal Analysis, Measurement Theory, Photo-Electronic Technology, and Artificial Intelligence. – 2006. – Т. 6357. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1117/12.717595>. – Назва з екрана.

25. Balaban E. Prognostic Health-Management System Development for Electromechanical Actuators [Electronic resource] / E. Balaban, A. Saxena, S. Narasimhan, I. Roychoudhury, M. Koopmans, C. Ott, K. Goebel // Journal of Aerospace Information Systems. – 2015. – Т. 12, № 3. – С. 329–344. – Режим доступу: <https://doi.org/10.2514/1.I010171>. – Назва з екрана.

26. Berria P. C. Computational framework for real-time diagnostics and prognostics of aircraft actuation systems [Electronic resource] / P. C. Berria, M. D. L., Dalla Vedovaa, L. Mainini // Computers in Industry. – 2021. – Т. 132, Article 103523. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.compind.2021.103523>. – Назва з екрана.

27. Sreedhar B. G. Diagnostics of actuation system by Hadamard product of integrated motor current residuals applied to electro-mechanical actuators [Electronic resource] / B. G. Sreedhar, A. S. Sekhar, A. Lingamurthy // International Journal of Prognostics and Health Management. – 2019. – Т. 10, № 1. – N. pag. – Режим доступу: <https://doi.org/10.36001/ijphm.2019.v10i1.2754>. – Назва з екрана.

28. Byington C. S. A model-based approach to prognostics and health management for flight control actuators [Electronic resource] / C. S. Byington [та ін.] // IEEE Aerospace Conference Proceedings. – 2004. – Т. 6. – С. 3551–3562. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1109/AERO.2004.1368172>. – Назва з екрана.

29. Лобода И. И. Повышение надежности авиационных ГТД путем оптимизации системы диагностирования по критериям достоверности: дис. ... канд. техн. наук : 05.07.05 / Лобода Ігор Іванович. – Харків, 1994. – 267 с.
30. An introduction to statistical learning / Gareth James [та ін.]. – Springer, 2015. – 426 с.
31. Butler S. W. An assessment methodology for data-driven and model-based techniques for engine health monitoring [Electronic resource] / S. W. Butler, K. R. Pattipati, A. Volponi, J. Hull, R. Rajamani, J. Siegel // ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air. – 2006. – Т. 2Р. – С. 823–831. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1115/GT2006-91096>. – Назва з екрана.
32. Clifton D. Condition Monitoring of Gas-Turbine Engines / D. Clifton. — Department of Engineering Science, University of Oxford, 2006. – 57 с.
33. Li B. Principal Support Vector Machines for Linear and Nonlinear Sufficient Dimension Reduction [Electronic resource] / B. Li, A. Artemiou, L. Li // The Annals of Statistics. – 2011. – 39, № 6. – С. 3182–3210. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1214/11-AOS932>. – Назва з екрана.

РОЗДІЛ 2 ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПАЛИВНОГО НАСОСА-РЕГУЛЯТОРА ТУРБОВАЛЬНОГО ДВИГУНА

У цьому розділі розглянуто основні етапи формування діагностичної математичної моделі паливного регулятора турбовального двигуна вертольота, яка є основою параметричного діагностування [1, 2, 3]. Паливний регулятор авіаційного двигуна є електрогідромеханічною системою з багатьма функціями та складною конструкцією, що складається з сотень деталей. Тому раціональний підхід до формування алгоритму діагностування ґрунтується на декомпозиції об'єкта з метою автономного діагностування його окремих функціональних частин. Математичні моделі цих елементів значно простіше моделі всього об'єкта, що полегшує їх формування та зрештою сприяє підвищенню достовірності діагностування. Як приклад у цьому розділі розглянуто процес побудови діагностичної ММ функціональної частини регулятора, що забезпечує керування частотою обертання ротора вільної турбіни.

Наведено короткий опис роботи паливного регулятора. Виходячи із завдань діагностування та особливостей роботи паливного регулятора, сформульовано основні вимоги до математичної моделі та визначено її структуру. На підставі зазначених вимог обґрунтовано низку припущень, що дозволяють спростити математичну модель без істотної зміни якості діагностування.

Прийнято припущення про одновимірність течії робочої рідини та її нульової теплопровідності, що дозволяють значно спростити структуру моделі та зменшити кількість модельованих параметрів. Математична модель складається з ідеалізованих елементів із зосередженими параметрами (тиск та витрата робочої рідини), враховує стисливість робочої рідини, а також конструктивні особливості регулятора (механічні упори, складнопрофільовані дозуючі вікна золотників, перемикачі релейного типу). Складено рівняння елементів із зосередженими параметрами, з'єднаних між собою гідравлічними каналами в одному вузлі.

Результати розрахунку параметрів моделі на усталених та перехідних режимах порівняні з вимогами до цих параметрів, встановленими в технічних умовах на регулятор.

Розглянуто процес лінеаризації ММ (визначення матриць коефіцієнтів впливу), проаналізовано похибки лінеаризації.

З отриманих результатів зроблено висновки щодо можливості застосування розробленої ММ з метою діагностування технічного стану паливного регулятора.

2.1. Стислий опис роботи регулятора

Структура паливного регулятора представлена на рис. 2.1. Він складається з насоса, клапана постійного перепаду КПП, основної дозуючої голки ОДГ, підпірного клапана першого контуру форсунок ППК 1, клапана відкриття другого контуру форсунок ППК 2 та запірного клапана другого контуру ЗПК 2. Насос формує витрату Q_H , пропорційну частоті обертання турбокомпресора n_{mk} . КПП формує постійний перепад тисків ΔP на ОДГ, порівнюючи тиски P_H та $P_{ОДГ}$. При постійному перепаді тисків витрата через ОДГ $Q_{ОДГ}$ визначається площею прохідного перерізу $F_{ОДГ}$, який змінюється за допомогою сервопоршня СП за командним тиском $P_{упр}$, що надходить від регуляторів. Частина витрати ОДГ йде в основну паливну магістраль, а друга частина ($Q_{СП}$ і $Q_{КМТТК}$) надходить через жиклер постійної площі $F_{СП}$ на забезпечення роботи сервопоршня та регуляторів відповідно.

ОДГ та КПП у поєднанні з чутливими елементами утворюють два основні регулятори – частот обертання турбокомпресора РО ТК та вільної турбіни РО ВТ. До чутливих елементів відноситься механічний блок регулятора частоти обертання ротора турбокомпресора МБ РО ТК та механічний блок регулятора частоти обертання вільної турбіни МБ РО ВТ. МБ РО ТК перетворює частоту обертання турбокомпресора n_{mk} в механічний сигнал, який порівнюється в задавальному пристрої з механічним сигналом положення важеля керування двигуном $\alpha_{руд}$, де $\alpha_{руд}$ задає n_{mk} . Якщо n_{mk} фактичне більше заданого, МБ РО ТК

збільшує витрату $Q_{КЛТК}$ через клапан в зливну магістраль, формуючи таким чином керуючий тиск $P_{упр}$. Подібну структуру має механічний блок регулятора частоти обертання вільної турбіни МБ РО ВТ з тією лише різницею, що в задавальному пристрої МБ РО ВТ частота обертання вільної турбіни порівнюється із заданим значенням, яке визначається положенням важеля керування двигуна $\alpha_{руд}$ та положенням важеля переналаштування регулятора частоти обертання вільної турбіни $\alpha_{ровт}$. У контур з МБ РО ВТ послідовно включений регулятор синхронізації потужності СП, який вступає в роботу шляхом зміни площі прохідного перерізу $F_{СП}$, коли сусідній двигун силової установки має більшу потужність за однакових умов роботи обох двигунів. З метою обмеження мінімального тиску $P_{АП}$ в системі на режимах роботи регуляторів РО ТК та РО ВТ у їх контури послідовно включені клапани мінімального тиску КМТ ТК та КМТ ВТ відповідно. Оскільки СП, КМТ ВТ та МБ РО ВТ з'єднані послідовно, значення $Q_{СП}$, $Q_{КМПВТ}$ і $Q_{КЛВТ}$ рівні між собою.

Третій регулятор – автомат прийомистості АП – визначає потрібну витрату палива двигуна за такими параметрами, як $n_{тк}$ та тиск повітря за компресором $P_{повітря}$. До складу АП входять дозуюча голка ДГ АП та блок клапанів БК, які формують перепад тиску $\Delta P_{АП}$ на ДГ АП, пропорційний квадрату частоти обертання $n_{тк}$. В свою чергу, тиск $P_{повітря}$ визначає площу прохідного перерізу ДГ АП. Частина витрати $Q_{БК}$ надходить через гідравлічний дільник, що складається з жиклерів площею $F_{БК1}$ і $F_{БК2}$ задля забезпечення роботи БК. Регулятор АП працює на перехідних режимах, коли РО ТК і РО ВТ відключені, і регулює час прийомистості при переході з режиму на режим. АП може переналаштовуватись на більше значення $\Delta P_{АП}$ за командою електромагнітного клапана релейного типу МКТ. Підпірні клапани першого та другого контурів формують тиск у системі $P_{АП}$, необхідний для функціонування всіх гідравлічних елементів. На виході з агрегату формується витрата палива $Q_{екв}$, яка пропорційна до площі жиклерів еквівалентного опору $F_{екв}$. $Q_{екв}$ і є сумою витрат $Q_{1к}$ через перший контур та $Q_{2к}$ через другий контур.

2). Наявність несправності на певному режимі визначається за відхиленням контрольованих параметрів робочого процесу від заданих у технічній документації значень. Такими конструктивними параметрами є діаметри дроселів, жорсткості пружин, засмічення каналів тощо. Тому математична модель паливного регулятора повинна включати всі діагностовані конструктивні параметри та забезпечити можливість розрахунку всіх вимірюваних параметрів робочого процесу при зміні діагностованих конструктивних параметрів. З технічної документації відомо, що на режимі роботи регулятора вільної турбіни відхилення витрати палива на виході з регулятора більш ніж на 1,5 % вважається ознакою несправного стану. З досвіду експлуатації відомо, що відхилення того ж діагностичного параметра на 10 % вважається непрацездатним станом. Межі несправного стану на інших режимах роботи паливного регулятора також визначено в технічній документації у вигляді допусків на контрольовані параметри робочого процесу. Завдання діагностування даного агрегату полягає в локалізації поточного стану, що знаходиться в межах між несправним та непрацездатним станом. Таким чином, діагностична математична модель агрегата має забезпечувати моделювання не тільки справного стану, але також його несправних станів, що відповідають заданим межам зміни конструктивних параметрів.

3). Модель має забезпечити моделювання динаміки зміни параметрів робочого процесу. Ця вимога зумовлена необхідністю діагностування роботи регулятора на перехідних режимах.

Побудова математичної моделі паливного регулятора з такою складною структурою та конструкцією за умови забезпечення всіх зазначених вимог є складним завданням. Тому необхідно прийняти низку припущень про роботу регулятора, які практично не вплинуть на виконання цих вимог, проте дозволять значно спростити структуру математичної моделі.

2.3. Опис математичної моделі

Паливний регулятор складається з гідравлічних та механічних конструктивних елементів, структурно об'єднаних у функціональні вузли, що виконують одну або кілька загальних функцій. Його математичну модель можна подати у вигляді гідромеханічного ланцюга, що складається з ідеалізованих активних та пасивних елементів із зосередженими параметрами [4]. Цими параметрами для гідравлічних елементів ланцюга є тиск та витрата палива, а для механічних елементів ланцюга – переміщення, швидкість та прискорення.

Виходячи з того, що при ремонті паливний регулятор випробується при нормальних кліматичних умовах та при постійній вхідній температурі палива 30°C, тепловими процесами в системі можна знехтувати. Геометрія та довжина каналів, а також значення витрат робочої рідини дозволяють припустити, що течія рідини – одновимірна, турбулентна. Розглянута математична модель враховує стисливість, але не враховує інерційність потоку робочої рідини внаслідок її незначного впливу на динаміку процесів, що відбуваються в паливному регуляторі. На остаточному етапі моделювання ММ необхідно відрегулювати таким чином, щоб значення розрахункових параметрів на певних режимах роботи відповідали технічним умовам на паливний регулятор.

У математичній моделі використовуються такі конструктивні параметри: k_i – жорсткість пружини i -го пружного елемента; x_{zi} – початкова затяжка пружини i -го пружного елемента (до пружних елементів відносяться такі вузли як КПП, БК, СП, КМТ ТК, КМТ ВТ, МБ РО ТК, МБ РО ВТ, ППК1, ППК2, ЗПК2); s_i – площа i -го гідроциліндра; F_i – площа прохідного перерізу i -го дозуючого елемента (дозуючі елементи входять до вузлів КПП, ОДГ, БК, КМТ ТК, КМТ ВТ, МБ РО ТК, МБ РО ВТ, ППК1, ППК2, ЗПК2). До розрахункових параметрів робочого процесу належать x_i , v_i – переміщення і швидкість переміщення i -го пружного елемента системи, Q_i – витрата робочої рідини через i -й дроселюючий елемент (а саме, відповідно до рис. 2.1, Q_H , $Q_{екв}$, $Q_{КПП}$, $Q_{ОДГ}$, $Q_{АП}$, $Q_{1к}$, $Q_{2к}$, $Q_{СП}$, $Q_{КМТТК}$, $Q_{СП}$, $Q_{КМТВТ}$, $Q_{РОТК}$, $Q_{РОВТ}$, $Q_{КЛТК}$, $Q_{КЛВТ}$), P_i – тиск робочої рідини в i -му вузлі (тиск

$P_{ОДГ}$, $P_{АП}$, $P_{унр}$, $P_{1к}$, $P_{2к}$, $P_{РОТК}$, $P_{СП}$, $P_{КМТТК}$, $P_{КМТВТ}$, $P_{РОВТ}$, див. рис. 1). У табл. 2.1 перераховані необхідні контрольовані (вхідні) та розрахункові параметри математичної моделі.

Таблиця 2.1. Перелік вхідних та розрахункових параметрів математичної моделі

Вхідні параметри	Розрахункові параметри
n_{mk} , $n_{вт}$, $\alpha_{руд}$, $\alpha_{ровт}$, $P_{повітря}$, МКТ, k_i , x_{zi} , S_i , $F_{ГЦ}$, $F_{СП}$, $F_{БК1}$, $F_{БК2}$, $F_{екв}$	Q_H , $Q_{екв}$, Q_H , $Q_{КПП}$, $Q_{ОДГ}$, $Q_{1к}$, $Q_{2к}$, $Q_{ГЦ}$, $Q_{КМТТК}$, $Q_{СП}$, $Q_{КМТВТ}$, $Q_{РОТК}$, $Q_{РОВТ}$, $Q_{КЛТК}$, $Q_{АП}$, $P_{АП}$, $P_{унр}$, $P_{1к}$, $P_{2к}$, $P_{РОТК}$, $P_{СП}$, $P_{КМТТК}$, $P_{ОДГ}$, $Q_{КЛВТ}$, $P_{КМТВТ}$, $P_{РОВТ}$, x_i, v_i

Нижче описані елементи ланцюга, що застосовуються в математичній моделі.

Активним елементом є насос. Витрати робочої рідини Q_H визначається як лінійна функція від n_{mk} з коефіцієнтом продуктивності D :

$$Q_m = D \cdot n_{mk}. \quad (2.1)$$

До пасивних відносяться ємнісні елементи та елементи опору. Ємнісний елемент [4, 5] враховує тільки стисливість рідини та описується рівнянням

$$\left(\frac{V_c + V_{var}}{E} \right) \frac{dP}{dt_p} = Q_p, \quad (2.2)$$

де V_c – постійний об'єм ємнісного елемента, m^3 ;

V_{var} – змінний об'єм, що виникає при переміщенні механічних елементів, m^3 ;

E – об'ємний модуль пружності робочої рідини Па;

P – тиск у ємнісному елементі, Па;

Q_p – витрата робочої рідини, m^3/c .

У даній моделі об'ємний модуль пружності має постійне значення й не залежить від наявності в робочій рідині повітря, кількість якого вважається зневажливо малою.

Стисненням рідини в елементі опору [6] нехтують. Тоді він описується за допомогою рівняння

$$Q_i = \mu \cdot F(x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{\Delta P}{\left[\Delta P^2 + \left(\frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Re_{cr} \cdot v}{\mu \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F(x)}{\pi}}}} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{4}}} \quad (2.3)$$

де Q_i – об'ємна витрата рідини в i -му елементі, м³/с ;

μ – коефіцієнт витрати;

ρ – густина робочої рідини, кг/м³;

ΔP – перепад тисків, Па;

x – переміщення механічних елементів, м;

F – площа перерізу каналу, м²;

Re_{cr} – критичне число Рейнольдса ;

v – кінематична в'язкість робочої рідини, м²/с.

Рівняння (2.3) дозволяє враховувати зміну режиму течії рідини за заданим Re_{cr} . Значення Re_{cr} може бути встановлено експериментальним шляхом, для гідромеханічного ланцюга з каналами круглого перерізу приймемо $Re_{cr} = 2000$.

Четвертий тип елемента можна описати як ємність із пружним елементом [4]. У цьому елементі не враховується інерція течії рідини та її стисливість. Рівняння пружного елемента (2.4) має вигляд

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + \beta \cdot \frac{dx}{dt} + k \cdot x + S \cdot \Delta P = 0, \quad (2.4)$$

де ΔP – перепад тисків, Па;

x – переміщення механічних елементів, м;

S – площа гідроциліндра, м²;

k – жорсткість пружини, Н/м;

m – маса механічного елемента, кг;

β – коефіцієнт демпфування.

Кількість рідини, що витісняється рухомою частиною пружного елемента в одиницю часу, дорівнює

$$Q_m = S \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (2.5)$$

Загальне рівняння гідромеханічного ланцюга формується виходячи з балансу витрат рідини [4]:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 0, \quad (2.6)$$

де n – кількість каналів, що входять до вузлової точки гідромеханічного ланцюга.

Наприклад складемо рівняння балансу витрат для гідравлічного вузлового з'єднання, зображеного на рис. 2.2, де представлені такі елементи:

- насос 1;
- ємнісний елемент 2, в якому зосереджений об'єм гідравлічних каналів та порожнин пружних елементів;
- опір 3 та опір 4, що описують золотники змінного перерізу ОДГ та КПП відповідно;
- пружний елемент з поршнем 5 з площею $S_{КПП}$, пружиною 6 з жорсткістю $k_{КПП}$ та початковою затяжкою x_3 .

Запишемо умову балансу витрат:

$$Q_H - Q_1 - Q_2 - Q_{КПП} - Q_{зж} = 0 \quad (2.7)$$

Запишемо формули, що виражають витрати, що входять до цього рівняння, виходячи з припущення, що гідромеханічна система складається з простих елементів із зосередженими параметрами:

$$Q_H = D \cdot n_{mk}; \quad (2.8)$$

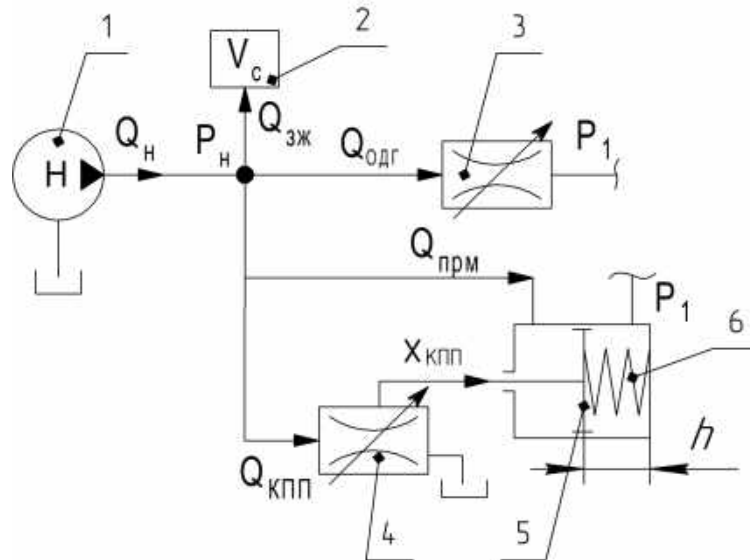


Рис. 2.2. Приклад схеми елементів, з'єднаних між собою гідравлічними каналами в одному вузлі

$$Q_{ODГ} = \mu \cdot F_{ODГ}(x_{ODГ}) \times \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{(P_H - P_{ODГ})}{\left[(P_H - P_{ODГ})^2 + \left(\frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Re_{cr} \cdot v}{\mu \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F_{ODГ}(x_{ODГ})}{\pi}}} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{4}}}; \quad 2.9$$

$$Q_{KПП} = \mu \cdot F_{KПП}(x_{KПП}) \times \sqrt{\frac{2}{\rho}} \frac{(P_H)}{\left[(P_H)^2 + \left(\frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Re_{cr} \cdot v}{\mu \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F_{KПП}(x_{KПП})}{\pi}}} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{4}}}; \quad 2.10$$

$$Q_{ПРМ} = S_{KПП} \cdot v_{KПП}; \quad 2.11$$

$$Q_{ЗЖ} = \left(\frac{V_c + S_{KПП} \cdot x_{KПП}}{E} \right) \cdot \frac{dP_H}{dt}. \quad 2.12$$

Для цієї системи тиск зливу прийнято рівним нулю. Якщо прохідний переріз елемента опору спеціально профільований і залежить від переміщення пружного елемента (наприклад, $F_{KПП}(x_{KПП})$), така залежність моделюється за допомогою лінійної інтерполяції [5]. Таблична функція зміни прохідного перерізу від руху дозуючого елемента приймає на вхід розрахункові значення положення дозуючого елемента та видає розраховані за допомогою лінійної інтерполяції

значення прохідного перерізу. Точність лінійної інтерполяції регулюється кількістю точок табличної функції.

Рух (баланс сил) пружного елемента КПП описується диференціальним рівнянням другого порядку. Для того, щоб надалі при моделюванні скористатися стандартними процедурами розв'язання систем диференціальних рівнянь першого порядку, виразимо першу похідну по переміщенню через окремий параметр швидкості $v_{КПП}$ і моделюватимемо надалі цей елемент двома рівняннями:

$$v_{КПП} = \frac{dx_{КПП}}{dt}; \quad (2.13)$$

$$m \cdot \frac{dv_{КПП}}{dt} = -\beta \cdot v_{КПП} + S_{КПП} \cdot P_H - k_{КПП}(x_z + x_{КПП}) - H(x_{КПП}, v_{КПП}), \quad (2.14)$$

де $H(x_{КПП}, v_{КПП})$ – функція, що моделює роботу жорсткого упору.

Ця функція задана у вигляді умови, при виконанні якої формується сила, що дорівнює силі протидії від стиснення жорсткого елемента упору:

якщо $x_{КПП} > h$

$$H = k_{упор} \cdot (x_{КПП} - h) + \beta_{упор} \cdot v_{КПП}, \quad (2.15)$$

інакше

$$H = 0. \quad (2.16)$$

Значення $k_{упор}$ пропорційне модулю пружності матеріалу, з якого виготовлений упор. Коефіцієнт демпфування упору $\beta_{упор}$ підбирається таким чином, щоб забезпечити відсутність коливань у жорсткій системі.

Так само складено рівняння для інших вузлів системи.

2.4. Результати розрахунку параметрів математичної моделі

Складена математична модель паливного регулятора є системою диференціально-алгебраїчних рівнянь першого порядку [7]. Для розв'язання такої системи застосовувався спеціальний неявний вирішувач ode23t [8, 9]. Початкові умови [10, 11] такі, що у час $t = 0$ с усі розрахункові параметри дорівнюють нулю. Відносна точність розрахунку становить 1E-6.

Після налагодження математичної моделі та перевірки функціонування всіх її елементів здійснено підбір значень конструктивних параметрів у межах, дозволених конструкторською документацією, таким чином, щоб розрахункові параметри відповідали встановленим у технічних умовах значенням.

Аналіз параметрів виконано для чотирьох основних режимів роботи паливного регулятора, заданих у технічних умовах.

Перший режим (роботи РО ТК) задається такими вхідними параметрами:

$n_{тк} = 4085 \frac{об}{хв}$, $n_{вт} = 0 \frac{об}{хв}$, $\alpha_{пуд} = 120^\circ$, $\alpha_{ровт} = 66^\circ$, $P_{повітря} = 8 \frac{кгс}{см^2}$, МКТ – увімкнений.

Як видно з рис. 2.3, рішення сходиться до встановленої точності за 0,005 с, після чого відбувається моделювання режиму максимальної витрати палива до 0,04 с, коли відкриття клапана МБ РО ТК стає достатнім для переходу на режим роботи РО ТК. Затримка у відкритті клапана МБ РО ТК обумовлена його сталою часу $\tau = 0,1$ с. За 0,3 с відбувається перехід з початкового режиму максимальної витрати на заданий режим роботи РО ТК з визначеним за технічними умовами усталеним значенням $G_{екв} = 480 \pm 10 \frac{кг}{год}$.

На рис. 2.4 зображено процес підтримання усталеної витрати палива, розрахованого за допомогою ММ на режимі роботи РО ТК, та зафіксованого процесу підтримання усталеної витрати палива на тому ж режимі роботи під час проведення експерименту на досліджуваному агрегаті. Коливання витрати палива на досліджуваному агрегаті в межах 5 кг/год пояснюється наявністю повітря в гідравлічних каналах агрегату та каналах підключених до агрегату трубопроводів вимірювальних манометрів.

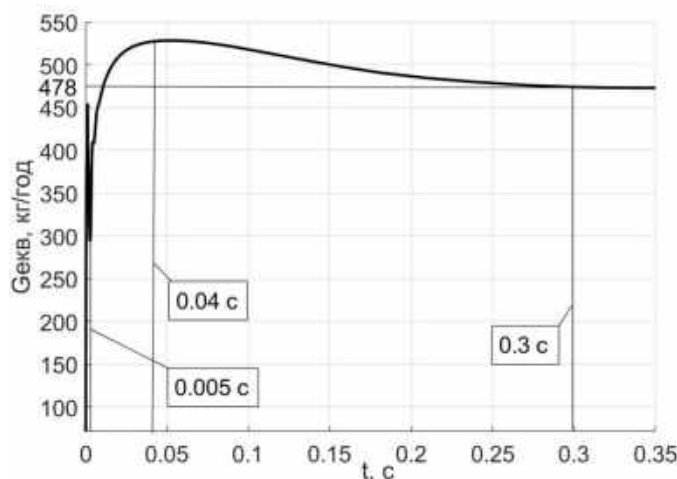


Рис. 2.3 . Зміна витрати палива $G_{екв}$ на режимі роботи РО ТК

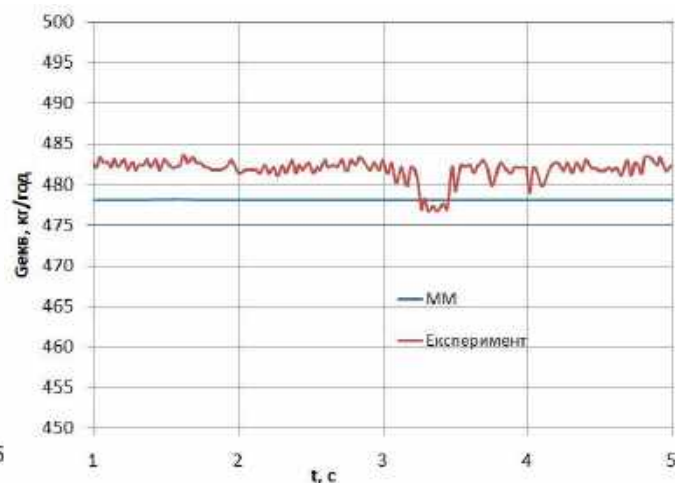


Рис. 2.4 . Процес підтримання усталеної витрати палива $G_{екв}$ на режимі роботи РО ТК, розрахованого за допомогою ММ, і отриманого в результаті експерименту

Другий режим (роботи РО ВТ) задається такими вхідними параметрами:

$n_{тк} = 3795 \frac{об}{хв}$, $n_{вт} = 4080 \frac{об}{хв}$, $\alpha_{руд} = 85^\circ$, $\alpha_{рост} = 66^\circ$, $P_{повітря} = 6,5 \frac{кгс}{см^2}$, МКТ – вимкнений.

Як видно з рис. 2.5, відбувається моделювання режиму максимальної витрати палива до 0,02 с, коли відкриття клапана МБ РО ВТ стає достатнім для переходу на режим роботи РО ВТ. Затримка у відкритті клапана МБ РО ВТ обумовлена його сталою часу $\tau = 0,1$ с. За 0,8 с відбувається перехід з початкового режиму максимальної витрати на заданий режим роботи РО ВТ з визначеним за технічними умовами значенням $G_{екв} = 330 \pm 10 \frac{кг}{год}$.

На рис. 2.6 зображено процес підтримання усталеної витрати палива, розрахованої за допомогою ММ на режимі роботи РО ВТ, а також зафіксованого процесу підтримання усталеної витрати палива на тому ж режимі роботи під час проведення експерименту на досліджуваному агрегаті.

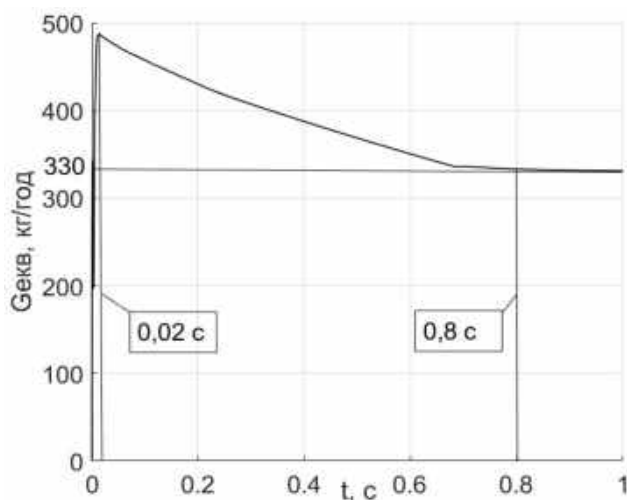


Рис. 2.5 . Зміна витрати палива $G_{екв}$ на режимі роботи РО ВТ

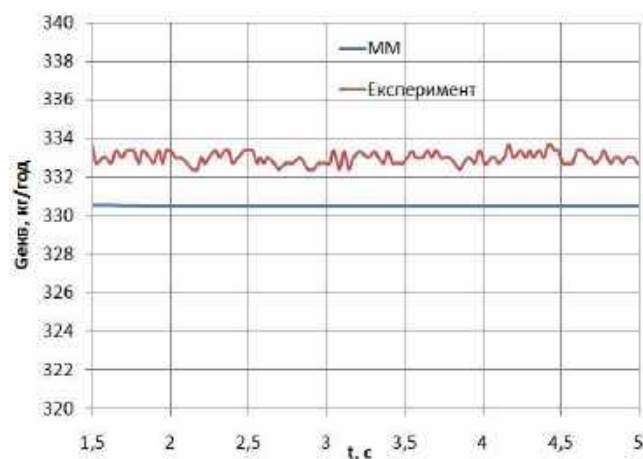


Рис. 2.6 . Процес підтримання витрати палива $G_{екв}$ на режимі роботи РО ВТ, розрахованого за допомогою ММ, і отриманого в результаті експерименту

Третій режим (робота АП) визначається наступними вхідними параметрами:

$n_{тк} = 3220 \frac{об}{хв}$, $n_{вт} = 0 \frac{об}{хв}$, $\alpha_{руд} = 120^\circ$, $\alpha_{ровт} = 66^\circ$, $P_{повітря} = 2,25 \frac{кгс}{см^2}$, МКТ – вимкнений.

Згідно з рис. 2.7, рішення сходиться до встановленої точності за 0,005 с, після чого відбувається моделювання режиму максимальної витрати палива до 0,015 с, коли відкриття клапанів БК АП стає достатнім для переходу на режим роботи АП. Затримка у відкритті клапанів БК АП визначається витратою робочої рідини, що протікає через жиклери площею $F_{БК1}$ та $F_{БК2}$, які забезпечують роботу БК АП. За 0,1 с відбувається перехід з початкового режиму максимальної витрати на заданий режим роботи АП з визначеним за технічними умовами усталеним значенням $G_{екв} = 180 \pm 10 \frac{кг}{год}$.

На рис. 2.8 зображено процес підтримання усталеної витрати палива, розрахованої за допомогою ММ на режимі роботи АП, а також зафіксованого процесу підтримання витрати палива на тому ж режимі роботи під час проведення експерименту на досліджуваному агрегаті. Коливання витрати палива на досліджуваному агрегаті в межах 5 кг/год пояснюється наявністю повітря в

гідравлічних каналах агрегату та каналах, підключених до агрегату трубопроводів вимірювальних манометрів.

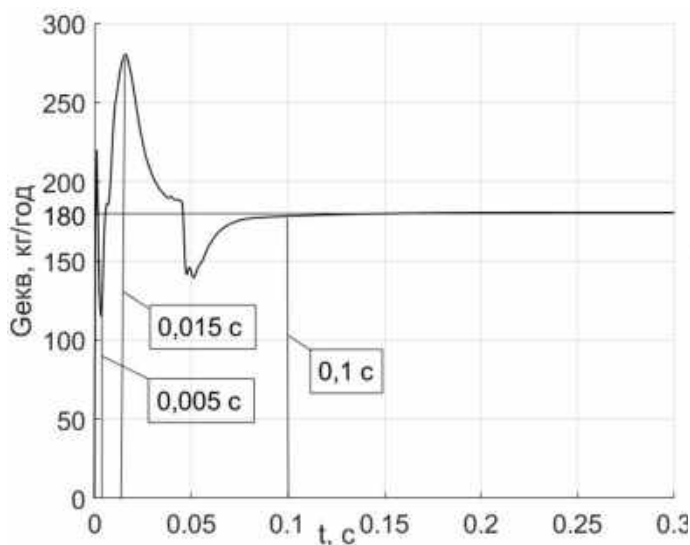


Рис. 2.7. Зміна витрати палива $G_{екв}$ на режимі роботи АП

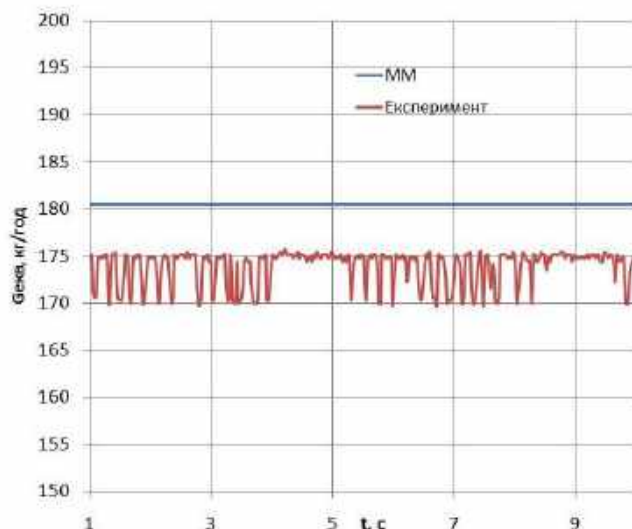


Рис. 2.8. Процес підтримання витрати палива $G_{екв}$ на режимі роботи АП, розрахованого за допомогою ММ, і отриманого в результаті експерименту

Для відображення динаміки зміни розрахункових параметрів математичної моделі було змодельовано процес стрибкоподібного переходу з одного режиму на інший. У початковий час $t = 0$ с задається режим роботи РО ТК з параметрами на вході $n_{тк} = 3600 \frac{об}{хв}$, $n_{вт} = 0 \frac{об}{хв}$, $\alpha_{руд} = 0^\circ$, $\alpha_{ровт} = 66^\circ$, $P_{повітря} = 8 \frac{кгс}{см^2}$, МКТ – вимкнений.

У момент часу $t = 2$ с відбувається стрибкоподібне збільшення $\alpha_{руд}$ до 120° та вихід на режим роботи АП.

На рис. 2.9 зображено порівняння процесів зміни витрати палива після стрибкоподібного збільшення $\alpha_{руд}$ до 120° , розрахованого за допомогою ММ і зафіксованого під час проведення експерименту на досліджуваному агрегаті. З рис. 2.9 час переходу з режиму роботи РО ТК на режим роботи АП дорівнює 2,1 с як для розрахункового процесу, так і для процесу, зафіксованого при проведенні експерименту. Відмінність за формою кривої зміни витрати палива за часом пояснюється наявністю в реальному агрегаті сил тертя в сервопоршні ОДГ, тертя в золотникових парах гідравлічних клапанів, а також відхиленням від

номінального значення розмірів профілю дозуючого вікна ОДГ. У ММ агрегату ці дефекти не моделювалися, оскільки вони помітно впливають тільки на динамічні властивості агрегату, і не впливають на усереднені усталені параметри робочого процесу.

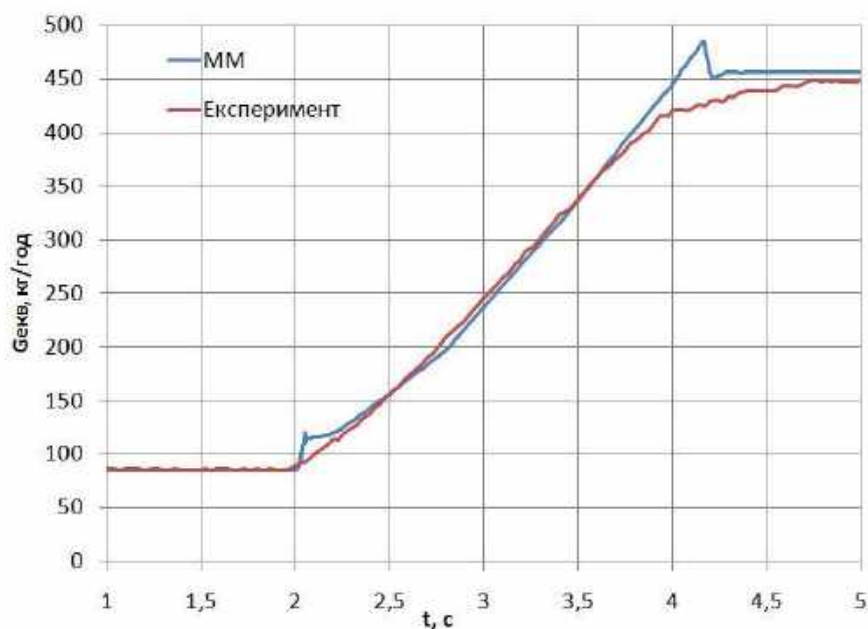


Рис . 2.9. Порівняння процесів зміни витрати палива $G_{екв}$ при переході з режиму роботи РО ТК на режим роботи АП, змодельованого та отриманого в результаті експерименту

Отримані результати показують, що математична модель дозволяє моделювати стаціонарні процеси з необхідною точністю.

2.5. Лінійна математична модель паливного регулятора.
Матриця коефіцієнтів впливу

Для прискорення роботи методу діагностування, а також забезпечення реалізації методу на різних обчислювальних платформах дану модель доцільно лінеаризувати [12]. Однак при цьому необхідно обґрунтувати можливість заміни базової моделі на лінійну.

Для подальшого дослідження обрано режим роботи регулятора вільної турбіни РО ВТ . Розглянуто 10 конструктивних параметрів, відхилення яких найбільше впливають на контрольований параметр робочого процесу $Q_{екв}$. При

виборі складу параметрів робочого процесу розглядалися 12 параметрів, які доступні для вимірювання, що пов'язано з конструктивними особливостями регулятора. До їх складу входять витрата палива на виході з регулятора $Q_{екв}$ та значення тиску у різних порожнинах. Для режиму роботи РО ВТ, межі несправного і непрацездатного станів виробу визначалися по відхиленню витрати палива $Q_{екв}$ від значення, визначеного в технічних умовах на регулятор. Список конструктивних параметрів наведено у табл. 2.2, де використані такі позначення:

$F_{СП}$ – площа прохідного перерізу дроселя регулятора синхронізатора потужності, $м^2$;

$F_{Е1}$ – площа прохідного перерізу дроселя Е1 першого контуру форсунок, $м^2$;

$F_{екв}$ – площа прохідного перерізу еквівалентного дроселя Екв, $м^2$;

$k_{КПП}$ – жорсткість пружини клапана постійного перепаду, Н/м;

$k_{ППК1}$ – жорсткість пружини підпірного клапана першого контуру, Н/м;

$k_{ППК2}$ – жорсткість пружини підпірного клапана другого контуру, Н/м;

$k_{ЗПК2}$ – жорсткість пружини запірного клапана другого контуру, Н/м;

$F_{БК}$ – площа прохідного перерізу вхідного дроселя блоку клапанів регулятора автомата прийомистості, $м^2$;

$F_{РО ВТ}$ – постійна площа прохідного перерізу клапана регулятора вільної турбіни, $м^2$;

$X_{ЗРО ВТ}$ – попередня затяжка пружини механічного блоку регулятора вільної турбіни, м.

Список діагностичних ознак наведено у табл. 2.3.

Таблиця 2.2. Перелік конструктивних параметрів регулятора

Позначення класу дефекту	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6	S_7	S_8	S_9	S_{10}
Позначення констр. параметра	$F_{СП}$	$F_{Е1}$	$F_{екв}$	$k_{КПП}$	$k_{ППК1}$	$k_{ППК2}$	$k_{ЗПК2}$	$F_{БК}$	$F_{РО ВТ}$	$X_{З РО ВТ}$

Таблиця 2.3. Перелік діагностичних ознак

Позначення параметра робочого процесу	Опис параметра робочого процесу
$Q_{екв}$	Об'ємна витрата палива на виході з регулятора, м ³ /с
$P_{1к}$	Тиск палива на виході з підпірного клапана першого контуру, Па
$P_{2к}$	Тиск палива на виході із запірного клапана другого контуру, Па
$P_{АП}$	Тиск палива за дозуючою голкою автомата прийомистості, Па
$P_{ОДГ}$	Тиск палива за основною дозуючою голкою, Па
P_H	Тиск палива за насосом, Па
$P_{БК}$	Тиск палива, керований блоком клапанів автомата прийомистості, Па
$P_{n_{тк}}$	Тиск палива, пропорційний квадрату частоти обертання приводу ротора турбокомпресора, підведений до блоку клапанів автомата прийомистості, Па
$P_{упр}$	Тиск палива керування в порожнині сервопоршня
$P_{СП}$	Тиск палива перед дроселем регулятора синхронізатора потужності, Па
$P_{КМТВТ}$	Тиск палива за дроселем регулятора синхронізатора потужності, Па
$P_{КПТ}$	Тиск палива на виході з клапана постійного тиску, Па

Формування лінійної моделі відбувається шляхом розрахунку елементів матриці коефіцієнтів впливу (МКВ) H [13]. Елементи МКВ визначають вплив відхилення кожного конструктивного параметра на розрахункові параметри Y і розраховуються шляхом вирішення рівнянь математичної моделі із заданим послідовним відхиленням конструктивних параметрів від вихідних значень. У першому наближенні прийнято, що конструктивні параметри змінюються з однаковим масштабом варіації $\alpha = 0,02$. Елементи МКВ розраховувалися з використанням двосторонньої варіації конструктивних параметрів таким чином:

$$H_{ij} = \frac{\frac{Y_i^+ - Y_i^-}{Y_{0i}}}{\frac{\theta_j^+ - \theta_j^-}{\theta_{0j}}}, \quad (2.17)$$

де H_{ij} – коефіцієнт впливу відхилення певного конструктивного параметра на параметр робочого процесу; Y_i^+ – значення параметра робочого процесу, розраховане за математичною моделлю з відхиленням параметра стану в позитивну сторону; Y_i^- – значення параметра робочого процесу, розраховане за математичною моделлю з відхиленням конструктивного параметра в негативний бік; Y_{0i} – початкове значення параметра робочого процесу. $\theta_j^+ = (1 + \alpha)\theta_{0j}$ – значення конструктивного параметра, відповідне його відхиленню в додатний бік від вихідного значення. θ_{0j} , $\theta_j^- = (1 - \alpha)\theta_{0j}$ – значення конструктивного параметра, що відповідає його відхиленню у від’ємний бік від вихідного значення.

Підставивши дані значення формулу (2.17), отримаємо

$$H_{ij} = \frac{Y_i^+ - Y_i^-}{2Y_{0i}\alpha}. \quad (2.18)$$

У табл. 2.4 наведені коефіцієнти впливу конструктивних параметрів θ_j на параметри робочого процесу Y_i , розраховані за формулою (2.18) для режиму роботи регулятора РО ВТ.

Таблиця 2.4. Матриця коефіцієнтів впливу

	F _{СП}	F _{ЕІ}	F _{ЕКВ}	k _{КПП}	k _{ППК1}	k _{ППК2}	k _{ЗПК2}	F _{БК}	F _{РОВТ}	X _{ЗРГ} ВТ
$Q_{екв}$	-0.29298	0.10528	0.32791	0.02360	-0.02116	-1.49001	-0.02820	-0.00800	-0.08103	-0.17845
$P_{1к}$	-0.10353	-0.03899	-0.08346	0.00729	-0.13799	0.40023	-0.00324	-0.00130	-0.02874	-0.05996
$P_{2к}$	-0.77437	-0.39160	-0.23076	0.06380	-0.00666	-4.29518	-0.07638	-0.01994	-0.21211	-0.47306
$P_{АП}$	-0.09129	-0.01972	-0.07201	0.00654	-0.00094	0.35382	-0.00264	-0.00037	-0.02483	-0.05155
$P_{ОДГ}$	-0.14159	0.00286	0.00063	0.01020	-0.00591	0.01950	-0.00774	-0.00004	-0.03837	-0.08175
P_H	-0.13232	0.00244	0.00034	0.07145	-0.00542	0.01923	-0.00730	-0.00079	-0.03613	-0.07695
$P_{БК}$	-0.58941	0.21111	0.65579	0.05012	-0.04544	-2.98292	-0.05478	1.98742	-0.15743	-0.35536
$P_{n_{тк}}$	-0.00251	0.00414	0.00204	0.00021	0.00121	-0.00173	0.00011	0.00126	-0.00084	0.00107
$P_{унр}$	-0.14291	-0.00466	-0.00159	0.00961	-0.00655	0.01774	-0.00900	-0.00747	-0.03954	-0.09270
$P_{СП}$	-0.14376	-0.00359	-0.00518	0.00883	-0.00329	0.01710	-0.00660	-0.00603	-0.04022	-0.08938
$P_{КМТВТ}$	0.00139	-0.00124	-0.00355	0.00315	-0.00007	0.00611	-0.00236	-0.00415	-0.04181	-0.09195
$P_{КПТ}$	-0.00277	0.00400	0.00199	0.00025	0.00099	-0.00197	0.00012	0.00159	-0.00075	0.00122

Оскільки лінеаризована модель оперує конструктивними параметрами у відносних величинах, параметри робочого процесу також необхідно перевести у відносну систему координат:

$$Z_i = \frac{Y_i - Y_{0i}}{Y_{0i}}, \quad (2.19)$$

де Z_i – відносне відхилення i -го параметра робочого процесу від його початкового значення.

Відносні відхилення вимірних параметрів робочого процесу Z , є діагностичними ознаками регулятора.

2.6. Оцінка похибок лінеаризації моделі

Щоб оцінити похибку лінеаризації параметрів робочого процесу, необхідно розрахувати різницю між значеннями відхилень параметрів робочого процесу Z_{li} , отриманих за допомогою лінійної математичної моделі, та відхиленнями параметрів робочого процесу Z_i , розрахованих за допомогою вихідної нелінійної моделі для заданого відхилення конструктивного параметра Δ_j :

$$\delta_i = Z_{li} - Z_i, \quad (2.20)$$

де Z_{li} розраховується за формулою

$$Z_{li} = H_{ij} \cdot \Delta_j. \quad (2.21)$$

Похибки лінеаризації визначені для всіх конструктивних параметрів, що використовуються для опису несправностей, які діагностуються. Як зазначено вище, завдання методу діагностування полягає в локалізації несправності в області, де відхилення контрольованого параметра робочого процесу від справного значення знаходиться в межах від 1,5% до 10%. Тому важливо, щоб похибка лінеаризації була якнайменша при розрахунку відхилень параметрів робочого процесу Z_{li} в зазначеному діапазоні. За допомогою нелінійної математичної моделі для кожного дефекту було розраховано чотири значення відхилень конструктивного параметра $\Delta_{1,5\%j}$, $\Delta_{-1,5\%j}$, $\Delta_{10\%}$, $\Delta_{-10\%}$, відповідних відхиленням контрольованого параметра робочого процесу від справного значення на 1,5% і на 10% у боки додатних і від'ємних значень.

Таблиця 2.5. Відхилення конструктивних параметрів Δ_j , що відповідають

змінам $Q_{екв}$

$\Delta Q_{екв}$	F _{СП}	F _{Е1}	F _{ЕКВ}	k _{КПП}	k _{ППК1}	k _{ППК2}	k _{ЗПК2}	F _{БК}	F _{РОВТ}	X _{ЗРОВТ}
$\Delta_{1,5\%}$	-0.03257	0.15168	0.06516	-	-	-0.00874	-	-	-0.00352	0.00104
$\Delta_{-1,5\%}$	0.03622	-0.14880	-0.05455	-0.38075	2.00779	0.00832	1.00728	0.42656	0.00352	-0.00104
$\Delta_{10\%}$	-0.18160	1.02308	0.76098	-	-	-0.06586	-	-	-0.02441	0.00755
$\Delta_{-10\%}$	0.38395	-0.81987	-0.28648	-0.88770	8.19091	0.05231	4.21052	0.56250	0.02305	-0.00664

Прочерки в осередках таблиці означають, що відхилення таких конструктивних параметрів як $k_{КПП}$, $k_{ППК1}$, $k_{ЗПК2}$, $F_{БК}$ не викликають відхилень контрольованого параметра робочого процесу в додатну сторону.

Щоб оцінити похибки діагностування, зумовлені лінеаризацією моделі, необхідно проаналізувати залежність похибок лінеаризації від коефіцієнта варіації α . Для цього за формулою (2.20) було визначено похибки лінеаризації при розрахунку параметрів робочого процесу з використанням МКВ з табл. 2.4 та відхилень конструктивних параметрів $\Delta_{1,5\%j}$, $\Delta_{-1,5\%j}$, $\Delta_{10\%}$, $\Delta_{-10\%}$. Ці похибки розраховані у відсотках (тобто помножені на 100), та наведені у таблицях 2.6 - 2.9.

Таблиця 2.6. Похибки лінеаризації математичної моделі з відхиленням $\Delta_{1,5\%j}$ при двосторонній варіації конструктивного параметра на 2%

	$\Delta_{1,5\%1}$	$\Delta_{1,5\%2}$	$\Delta_{1,5\%3}$	$\Delta_{1,5\%4}$	$\Delta_{1,5\%5}$	$\Delta_{1,5\%6}$	$\Delta_{1,5\%7}$	$\Delta_{1,5\%8}$	$\Delta_{1,5\%9}$	$\Delta_{1,5\%10}$
$\delta_1, \%$	-0.225	-0.192	0.188	0.000	0.000	-0.054	0.000	0.000	0.109	0.098
$\delta_2, \%$	-0.086	0.151	-0.016	0.000	0.000	0.011	0.000	0.000	0.029	-0.013
$\delta_3, \%$	-0.667	-1.137	-0.038	0.000	0.000	-0.360	0.000	0.000	0.176	0.212
$\delta_4, \%$	-0.075	0.141	-0.012	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.015	-0.030
$\delta_5, \%$	-0.119	0.079	0.013	0.000	0.000	-0.013	0.000	0.000	0.022	-0.019
$\delta_6, \%$	-0.111	0.070	0.013	0.000	0.000	-0.012	0.000	0.000	0.027	-0.012
$\delta_7, \%$	-0.481	-0.426	0.325	0.000	0.000	-0.200	0.000	0.000	0.050	0.134
$\delta_8, \%$	-0.006	0.074	0.005	0.000	0.000	-0.007	0.000	0.000	-0.003	-0.040
$\delta_9, \%$	-0.115	-0.071	0.023	0.000	0.000	0.002	0.000	0.000	0.045	0.114
$\delta_{10}, \%$	-0.114	-0.047	-0.004	0.000	0.000	0.003	0.000	0.000	0.047	0.061
$\delta_{11}, \%$	-0.009	-0.017	-0.006	0.000	0.000	0.003	0.000	0.000	0.030	0.038
$\delta_{12}, \%$	-0.005	0.072	0.004	0.000	0.000	-0.006	0.000	0.000	-0.006	-0.042

Таблиця 2.7. Похибки лінеаризації математичної моделі з відхиленням $\Delta_{-1,5\%j}$ при двосторонній варіації конструктивного параметра на 2%

	$\Delta_{-1,5\%1}$	$\Delta_{-1,5\%2}$	$\Delta_{-1,5\%3}$	$\Delta_{-1,5\%4}$	$\Delta_{-1,5\%5}$	$\Delta_{-1,5\%6}$	$\Delta_{-1,5\%7}$	$\Delta_{-1,5\%8}$	$\Delta_{-1,5\%9}$	$\Delta_{-1,5\%10}$
$\delta_1, \%$	-0.154	0.006	0.049	0.453	-2.314	-0.054	-2.145	1.391	-0.028	-0.039
$\delta_2, \%$	-0.074	-0.094	-0.056	0.065	-1.201	0.011	-0.855	0.593	-0.020	0.010
$\delta_3, \%$	-0.468	-0.359	-0.214	1.282	-7.217	-0.360	-5.592	3.693	-0.086	-0.185
$\delta_4, \%$	-0.070	-0.094	-0.054	0.062	-0.551	0.003	-0.734	0.573	-0.010	0.012
$\delta_5, \%$	-0.107	-0.078	-0.042	0.114	-1.114	-0.013	-1.057	0.930	-0.015	0.004
$\delta_6, \%$	-0.096	-0.069	-0.038	0.122	-1.022	-0.012	-0.996	0.822	-0.017	0.002
$\delta_7, \%$	-0.367	-0.036	0.059	1.117	-5.210	-0.200	-4.107	-43.820	-0.004	-0.108
$\delta_8, \%$	-0.016	-0.066	-0.017	-0.081	0.207	-0.007	0.006	0.096	-0.007	0.022
$\delta_9, \%$	-0.044	0.058	-0.001	0.348	-1.196	0.002	-1.179	0.356	-0.007	-0.063
$\delta_{10}, \%$	-0.056	0.042	0.011	0.294	-0.607	0.003	-0.870	0.304	-0.015	-0.028
$\delta_{11}, \%$	0.033	0.020	0.019	0.137	-0.014	0.003	-0.304	-0.081	-0.011	-0.014
$\delta_{12}, \%$	-0.019	-0.064	-0.017	-0.077	0.168	-0.006	0.006	0.122	-0.005	0.023

Таблиця 2.8. Похибки лінеаризації математичної моделі з відхиленням $\Delta_{10\%j}$ при двосторонній варіації конструктивного параметра на 2%

	$\Delta_{10\%1}$	$\Delta_{10\%2}$	$\Delta_{10\%3}$	$\Delta_{10\%4}$	$\Delta_{10\%5}$	$\Delta_{10\%6}$	$\Delta_{10\%7}$	$\Delta_{10\%8}$	$\Delta_{10\%9}$	$\Delta_{10\%10}$
$\delta_1, \%$	-3.789	-0.801	6.003	0.000	0.000	0.363	0.000	0.000	0.640	0.692
$\delta_2, \%$	-1.471	0.744	-1.161	0.000	0.000	0.158	0.000	0.000	0.126	-0.059
$\delta_3, \%$	-12.212	-14.511	-3.941	0.000	0.000	-3.125	0.000	0.000	-0.558	0.020
$\delta_4, \%$	-1.274	0.786	-0.984	0.000	0.000	0.147	0.000	0.000	0.062	-0.112
$\delta_5, \%$	-2.008	0.401	0.193	0.000	0.000	0.036	0.000	0.000	0.050	-0.093
$\delta_6, \%$	-1.889	0.360	0.172	0.000	0.000	0.031	0.000	0.000	0.073	-0.064
$\delta_7, \%$	-8.712	-2.577	10.917	0.000	0.000	-0.955	0.000	0.000	-0.439	0.239
$\delta_8, \%$	-0.022	0.356	0.101	0.000	0.000	0.019	0.000	0.000	0.038	-0.145
$\delta_9, \%$	-2.174	-0.288	0.021	0.000	0.000	-0.027	0.000	0.000	0.015	0.402
$\delta_{10}, \%$	-2.160	-0.200	-0.161	0.000	0.000	-0.031	0.000	0.000	0.103	0.193
$\delta_{11}, \%$	-0.104	-0.069	-0.150	0.000	0.000	-0.016	0.000	0.000	0.097	0.131
$\delta_{12}, \%$	-0.016	0.343	0.099	0.000	0.000	0.021	0.000	0.000	0.026	-0.154

Таблиця 2.9. Похибки лінеаризації математичної моделі з відхиленням $\Delta_{-10\%j}$ при двосторонній варіації конструктивного параметра на 2%

	$\Delta_{-10\%1}$	$\Delta_{-10\%2}$	$\Delta_{-10\%3}$	$\Delta_{-10\%4}$	$\Delta_{-10\%5}$	$\Delta_{-10\%6}$	$\Delta_{-10\%7}$	$\Delta_{-10\%8}$	$\Delta_{-10\%9}$	$\Delta_{-10\%10}$
$\delta_1, \%$	-14.962	1.404	2.722	8.127	-5.519	-0.203	-3.463	10.807	7.442	-0.483
$\delta_2, \%$	-5.103	-0.992	-0.859	3.145	-13.077	0.237	-4.210	4.157	2.806	0.180
$\delta_3, \%$	-41.585	-7.356	-6.508	19.263	-44.853	-6.819	-10.058	26.039	17.360	-3.368
$\delta_4, \%$	-4.519	-0.712	-0.763	2.739	-3.072	0.197	-3.627	3.712	2.468	0.216
$\delta_5, \%$	-7.231	-0.420	-0.289	4.023	-4.588	-0.130	-3.923	5.548	3.603	0.014
$\delta_6, \%$	-6.747	-0.377	-0.266	3.765	-4.212	-0.116	-3.704	5.132	3.368	-0.007
$\delta_7, \%$	-31.249	1.745	3.866	14.936	-14.385	-3.060	-7.174	-6.565	13.889	-1.897
$\delta_8, \%$	-0.136	-0.343	-0.078	0.161	0.881	-0.035	0.039	0.213	0.038	0.131
$\delta_9, \%$	-7.152	0.263	-0.095	3.138	-4.946	0.009	-4.422	4.989	3.794	-0.403
$\delta_{10}, \%$	-7.216	0.182	0.016	2.606	-2.539	0.006	-3.272	3.535	3.805	-0.201
$\delta_{11}, \%$	0.178	0.073	0.073	0.778	-0.075	0.022	-1.153	0.916	4.149	-0.123
$\delta_{12}, \%$	-0.157	-0.331	-0.076	0.156	0.719	-0.039	0.044	0.240	0.042	0.139

Під час розрахунку відносних відхилень параметрів робочого процесу Z_{li} з використанням МКВ з табл. 2.4 у випадках відхилення конструктивного параметра $\Delta_{1,5\%j}$ і $\Delta_{-1,5\%j}$ похибка лінеаризації для більшості випадків не перевищує 2%. Однак для розрахунку відносного $\Delta_{-1,5\%8}$ відхилення P_{BK} при відхиленнях $\Delta_{-1,5\%5}$, $\Delta_{-1,5\%7}$ похибки лінеаризації δ_7 склали 5%, 4% і 44% відповідно. Для розрахунку відхилення P_{2K} при тих же відхиленнях конструктивних параметрів $\Delta_{-1,5\%5}$, $\Delta_{-1,5\%7}$, $\Delta_{-1,5\%8}$ похибки δ_3 склали 7,2 %, 5,6% і 3,7% відповідно. Такі значні похибки пов'язані з нелінійністю

математичної моделі. Нижче на рис. 2.10 та 2.11 наведено залежність зміни відносного відхилення параметра робочого процесу $P_{БК}$ від зміни конструктивних параметрів $k_{ППК1}$, $k_{ЗПК2}$, $F_{БК}$ при розрахунках за допомогою нелінійної математичної моделі.

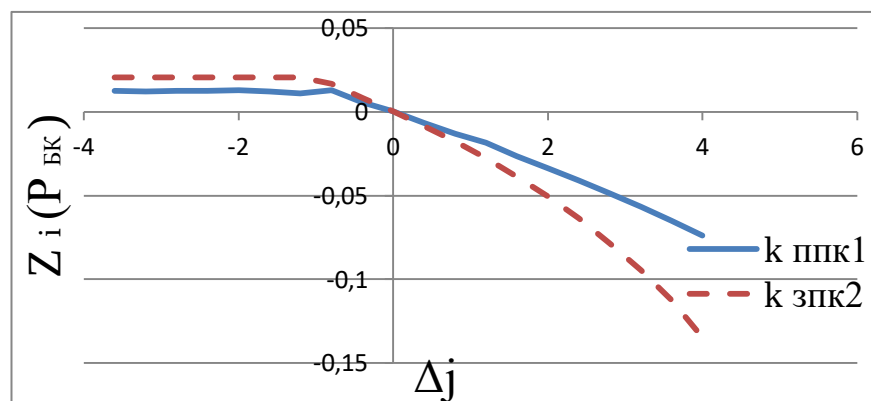


Рис. 2.10. Залежність зміни відносного відхилення $P_{БК}$ від зміни конструктивних параметрів $k_{ППК1}$ і $k_{ЗПК2}$

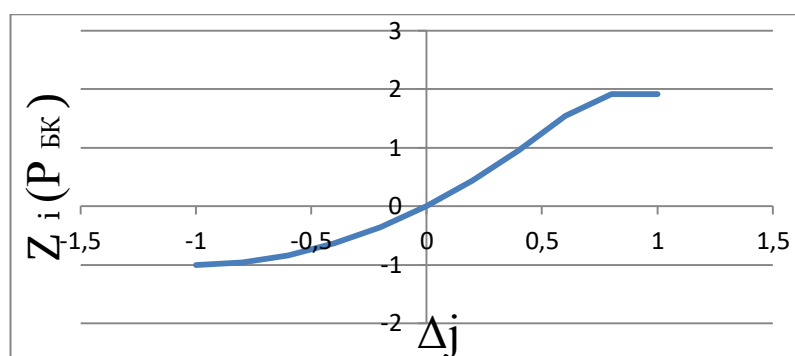


Рис. 2.11. Залежність зміни відносного відхилення $P_{БК}$ від зміни конструктивного параметра $F_{БК}$

З рис. 2.10 видно, що параметр робочого процесу $P_{БК}$ не змінюється за негативного відхилення конструктивних параметрів $k_{ППК1}$, $k_{ЗПК2}$. Також спостерігається зміна нахилу цієї залежності (лінії стану) зі збільшенням Δ_j , що негативно впливає на точність розрахунків за допомогою лінійної математичної моделі. Проаналізувавши рис. 2.11, можна зробити висновок, що параметр робочого процесу $P_{БК}$ змінюється лише в межах $-1 \leq \Delta_8 \leq 0,9$, при цьому зміни конструктивного параметра $F_{БК}$ на $\Delta_8 = -1$ все ще недостатньо для отримання відхилення контрольованого параметра робочого процесу $Q_{зкв}$ на 1,5 %. Факт наявності нечутливості паливного регулятора до від'ємних відхилень певних

конструктивних параметрів змушує дійти до висновку, що лінійна математична модель з МКВ, яка сформована за допомогою алгоритму лінеаризації з двосторонньої варіацією, при її застосуванні для розрахунків Z_{li} даватиме некоректні результати.

При розрахунках Z_{li} зі збільшеними відхиленнями конструктивних параметрів $\Delta_{10\%j}$ і $\Delta_{-10\%j}$ похибки лінеаризації збільшилися для всіх параметрів робочого процесу. Це пов'язано з тим, що зміна нахилу ліній стану зі збільшенням відхилення Δ_j є характерною для всіх конструктивних параметрів. Тому при розрахунках Z_{li} з великими відхиленнями Δ_j спостерігаються збільшені розбіжності між значеннями Z_{li} розрахованих за допомогою лінійної математичної моделі та Z_i розрахованих за допомогою нелінійної математичної моделі. Зважаючи на все вище зазначене, можна зробити висновок, що для таких нелінійних систем як паливний регулятор необхідно замість (2.19) застосувати алгоритм односторонньої лінеаризації зі змінним коефіцієнтом варіації α :

$$H_{ij} = \frac{Y_i^+ - Y_{0i}}{Y_{0i}\alpha_j}. \quad (2.22)$$

Коефіцієнт варіації α_j має різні значення для кожного конструктивного параметра та змінюється зі зміною величини відхилення контрольованого параметра робочого процесу. Коефіцієнт варіації α_j повинен дорівнювати відхиленню конструктивного параметра Δ_j , яке теоретично веде до відхилення контрольованого параметра робочого процесу Z_i . Наприклад, якщо в результаті вимірювання контрольованого параметра робочого процесу величина його відхилення склала 1,5 %, то для лінеаризації математичної моделі цього робочого процесу з деяким відхиленням параметра стану Δ_j необхідно вибрати відповідний коефіцієнт варіації: для відхилення контрольованого параметра робочого процесу на 1,5 % $\alpha_j = \Delta_{1,5\%j}$, а для відхилення -1,5 % $\alpha_j = \Delta_{-1,5\%j}$. Нами були розраховані МКВ з різними значеннями коефіцієнта варіації. Аналіз отриманих результатів показав, що максимальна похибка лінеаризації не перевищує 0,005 %. МКВ для

відхилень конструктивних параметрів $\Delta_{1,5\%j}$, $\Delta_{-1,5\%j}$, $\Delta_{10\%j}$, $\Delta_{-10\%j}$ наведені в додатку А.

Отже, для мінімізації похибки лінеаризації необхідно скласти таблицю коефіцієнтів варіації. Коефіцієнт варіації повинен змінюватись в залежності від відхилення контрольованого параметра робочого процесу Y_i в межах від 1,5 % до 10 % з градацією не менше 0,05 %.

2.7. Висновки до другого розділу

В результаті розробки діагностичної математичної моделі паливного регулятора отримано такі основні результати:

1) Розглянуто конструктивну схему та умови роботи насоса-регулятора. Виділено його основні структурні одиниці – регулятори РО ТК, РО ВТ та АП.

2) На основі аналізу взаємодії структурних елементів на основних і перехідних режимах роботи двигуна складені вимоги до математичної моделі паливного регулятора. Однією з основних вимог є можливість розраховувати параметри робочого процесу регулятора у несправних станах.

3) Несправні стани запропоновано моделювати за допомогою зміни конструктивних параметрів, включених до складу моделі.

4) Після прийняття ряду спрощень, які істотно не впливають на точність моделювання, були складені рівняння робочого процесу, і в результаті отримана математична модель насоса-регулятора. Вона є системою нелінійних звичайних диференціальних і алгебраїчних рівнянь.

5) Виконано моделювання характерних перехідних процесів у системі. Отримані динамічні характеристики відповідають експериментальним даним, що підтверджує спроможність моделі.

6) Для забезпечення можливості застосування відомих методів діагностування виконано лінеаризацію математичної моделі та отримано діагностичну модель у формі матриць коефіцієнтів впливу десяти конструктивних параметрів на дванадцять параметрів робочого процесу.

7) Виконано аналіз похибок лінійної математичної моделі, пов'язаних із заміною нелінійної моделі на лінійну. Показано, що для більшості конструктивних параметрів похибки в робочому діапазоні режимів не перевищують 2%. Однак для конструктивних параметрів $k_{ппк1}$, $k_{зпк2}$ та $F_{БК}$ відзначено нелінійний вплив на тиск $P_{БК}$. Цю проблему запропоновано вирішувати за допомогою використання різних значень коефіцієнтів впливу у сторони позитивної та негативної зміни кожного конструктивного параметра.

Набули подальшого розвитку методи моделювання гідромеханічних систем шляхом уведення характеристик елементів, що змінюються внаслідок зміни технічного стану (п. 3), завдяки чому створено нелінійну динамічну діагностичну модель паливного регулятора турбовального двигуна вертольота (п. 4 – 7), яка забезпечує моделювання впливу несправностей на параметри робочого процесу та може бути використана для формування методів параметричного діагностування, що віднесено до наукової новизни дисертаційної роботи.

Результати цього розділу опубліковано в роботах автора [14, 15].

Література до другого розділу

1. Ільченко, Б. С. Діагностування функціонально-технічного стану газо-перекачувальних агрегатів: монографія / Б. С. Ільченко; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ХНАМГ, 2011. – 228 с.
2. Bouamama, B. O. Graphical methods for diagnosis of dynamic systems: Review / B. O. Bouamama, G. Biswas, R. Loureiro, R. Merzouki // *Annual Reviews in Control.* – 2014. – Т. 38. – С. 199–219. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.arcontrol.2014.09.004>. – Назва з екрана.
3. Fentaye, A. A Review of Gas-Path Diagnostics: State-of-the-Art Methods, Challenges and Opportunities / A. Fentaye, A. Baheta, S. Gilani, K. Kyprianidis // *Aerospace.* – 2019. – Т. 6, № 7. – С. 83. – Режим доступу: <https://doi.org/10.3390/aerospace6070083>. – Назва з екрана.
4. Гликман Б. Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б. Ф. Гликман. – М. : Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 368 с.
5. Köster, M. A. On Modeling, Analysis and Nonlinear Control of Hydraulic Systems : дис. ... Doctor of Engineering : 13.04.2017 / Marius Alexander Köster. – Karlsruhe Institute of Technology, 2017. – 227 с.
6. Merritt, H. E. Hydraulic control systems / H. E. Merritt. – New York, London, Sydney : John Wiley & Sons, Inc., 1967. – 358 с.
7. Ascher, U. M. Computer Methods for Ordinary Differential Equations and Differential-Algebraic Equations / U. M. Ascher, L. R. Petzold. – SIAM, 1998. – 331 с.
8. Shampine, L. F. Solving Index-1 DAEs in MATLAB and Simulink [Electronic resource] / L. F. Shampine, M. W. Reichelt, J. A. Kierzenka // *SIAM Review.* – 1999. – Т. 41. – С. 538–552. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1137/S003614459933425X>. – Назва з екрана.
9. Petzold, L. R. A description of DASSL: A differential/algebraic system solver [Electronic resource] / L. R. Petzold // 10th IMACS World Congress : матеріали наук. конф., Монреаль, 8–13 серп. 1982 р. — С. 3–7. — Режим доступу: <https://www.researchgate.net/publication/230873291>. – Назва з екрана.

10. Thota, S. Initial value problems for system of differential-algebraic equations in Maple [Electronic resource] / S. Thota // BMC Research Notes. – 2018. – Т. 11, Номер статті: 651. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1186/s13104-018-3748-0>. – Назва з екрана.
11. Brown, P. Consistent Initial Condition Calculation for Differential-Algebraic Systems [Electronic resource] / P. Brown, A. C. Hindmarsh, L. Petzold // SIAM Journal on Scientific Computing. – 1998. – Т. 19, № 5. – С. 1495–1512. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1137/S1064827595289996>. – Назва з екрана.
12. Loboda, I. An Integrated Approach to Gas Turbine Monitoring and Diagnostics / I. Loboda, S. Yepifanov, Y. Feldshteyn // International Journal of Turbo and Jet Engines. – 2009. – Vol. 26, iss. 2. – P. 111–126. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1515/TJJ.2009.26.2.111>. – Назва з екрана.
13. Синтез систем управління и диагностирования газотурбинных двигателей / С. В. Епифанов [та ін.]. – Київ : Техніка, 1998. – 311 с.
14. Оганян І. В. Математична модель паливного насоса-регулятора турбовального двигуна вертольота [Електронний ресурс] / І. В. Оганян // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – 2020. – № 7 (167). – С. 105–112. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2020.7.15>. – Назва з екрана.
15. Ohanian, I. Diagnostic model of aircraft turbine engine governor pump [Electronic resource] / I. Ohanian, S. Yepifanov // Transactions on Aerospace Research. – 2022. – Т. 267, № 2. – С. 80–95. – Режим доступу: <https://doi.org/10.2478/tar-2022-0012>. – Назва з екрана.

РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПАЛИВНОГО РЕГУЛЯТОРА

3.1 Загальна інформація

На сьогоднішній день існує необхідність розробки технології ремонту паливного регулятора за технічним станом. З цієї причини виникає задача організації ефективного процесу вхідного контролю виробу, що ремонтується. Необхідність детального дослідження технічного стану паливного регулятора пов'язана з частим виявленням в експлуатації невідповідностей вимогам технічних умов вимірюваних параметрів регулятора. Ці невідповідності можуть бути причиною відмови виробів у польоті. Зокрема, відхилення динамічних характеристик паливного регулятора призводить до виникнення в експлуатації незгасаючих коливань несучого гвинта вертольота, що значно ускладнює процес пілотування та значно підвищує ризик аварійної ситуації. Таким чином, в процесі вхідного контролю параметрів виробу, що ремонтується в заводських умовах, повинні бути визначені всі несправності, які проявляються в експлуатації. З метою організації ефективного вхідного контролю виробу, що ремонтується, необхідно розробити методику діагностування технічного стану, яка буде включати в себе методику допускового контролю контрольованих параметрів паливного регулятора і методику локалізації несправностей за наявності складу вимірюваних параметрів, характерного для заводських випробувань. Перший етап перевірок параметрів повинен включати контроль параметрів виробу на усталених режимах роботи та локалізацію несправностей на цих режимах. Після отримання інформації про справність виробу на усталених режимах роботи, на другому етапі необхідно провести контроль динамічних характеристик паливного регулятора та виявити несправні регулятори схильні до нестійкої роботи в складі САК безпосередньо в умовах підприємства-виробника.

У цьому розділі вирішуються завдання формування методу та алгоритму класифікації технічного стану в просторі вимірюваних параметрів робочого процесу, характерних для заводських випробувань, який локалізуватиме

несправності на усталених режимах роботи, а також формування методу класифікації динамічних характеристик паливного регулятора в умовах підприємства виробника.

3.2 Розробка методу класифікації технічного стану паливного регулятора у просторі параметрів робочого процесу

Виникнення невідповідностей контрольованих параметрів паливного регулятора пов'язане з відхиленнями конструктивних параметрів його елементів (наприклад, діаметр дроселя або жорсткості пружини) від справного вихідного стану або значень, що відповідають технічним вимогам. Методи локалізації зазначених дефектів за виміряними параметрами робочого процесу можна поділити на дві основні групи параметричних методів [8]:

- методи, що базуються на параметричній ідентифікації математичних моделей;
- методи класифікації станів у просторі вимірюваних параметрів.

Застосування методів, що ґрунтуються на параметричній ідентифікації, до діагностування технічного стану досліджуваного паливного регулятора утруднено через особливості його конструкції та технологію випробувань. Основна складність діагностування полягає в обмеженій кількості доступних для вимірювання параметрів робочого процесу. Відсутність повної інформації про робочі процеси, що відбуваються в регуляторі, не дозволяє оцінювати всі необхідні конструктивні параметри математичної моделі.

Метод діагностування, що розглядається в даній роботі, відноситься до методів класифікації стану в просторі вимірюваних параметрів [1, 2]. Він полягає у виборі несправного стану виробу за виміряними діагностичними параметрами з множини можливих станів на підставі аналізу значень діагностичних ознак, сформованих у вибірку з чітким поділом даних на класи дефектів. Класи формуються шляхом групування параметрів робочого процесу, значення яких розраховані за допомогою математичної моделі регулятора з відхиленням певних конструктивних параметрів для імітації відповідних дефектів. Кількість дефектів,

доступних для діагностування, обмежена глибиною моделювання, кількістю та складом вимірюваних діагностичних параметрів робочого процесу.

3.2.1 Опис параметричного діагностування паливного регулятора як процесу розпізнавання образів

Ознакою наявності несправності паливного регулятора є відхилення вимірюваного параметра робочого процесу від встановленого в технічних умовах значення на певному режимі роботи. Відхилення конструктивного параметра регулятора від вихідного значення свідчить про розвиток несправності, проте при малому відхиленні цього параметра об'єкт, що досліджується, може залишатися в справному стані. Згодом дефект може розвиватися та призводити до несправності. У цій роботі динаміка розвитку несправності не розглядається. Розглядається задача оцінювання стану об'єкта за результатами вимірювання параметрів робочого процесу в заданий момент часу або протягом періоду часу, за який стан об'єкта та параметри робочого процесу змінюються незначно.

На рис. 3.1 зображено зміну станів $S_1, S_2, \dots, S_q$ регулятора в просторі двох параметрів робочого процесу. Кожен дефект характеризується кривою ОСН, що відображає траєкторію його розвитку [3]. Точка O , з якої починаються траєкторії, є вихідним справним станом регулятора. Точка C_j відображає межу справного стану регулятора при розвитку j -го дефекту. Поверхня, на якій розташовані точки $C_1, C_2, \dots, C_q$, поділяє множини справних і несправних станів регулятора. Так, для досліджуваного регулятора режим роботи, на якому відхилення масової витрати палива становить понад 1,5 %, вважається несправним станом. Поверхня, де розташовані точки $H_1, H_2, \dots, H_q$, відображає межу працездатного стану. З досвіду експлуатації регулятора відомо, що зміна параметрів робочого процесу більш ніж на 10 % веде до втрати працездатності САК, до якої входить регулятор [4]. При втраті регулятором працездатності запуск САК для зняття параметрів робочого процесу з метою подальшого їх аналізу загрожує повною поломкою досліджуваного регулятора. Тому в процесах виробництва та експлуатації

найбільш затребуваною є діагностика стану регулятора від моменту досягнення ним несправного стану до досягнення непрацездатного стану.

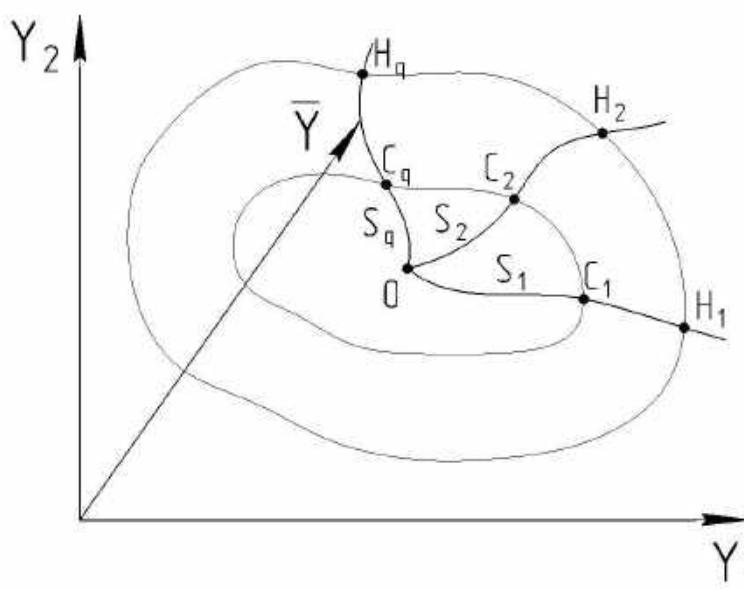


Рис. 3.1. Подання станів регулятора у просторі двох параметрів робочого процесу

Таким чином, завдання формування методу діагностування полягає в розробці алгоритму, здатного діагностувати множину несправних станів регулятора, укладених між поверхнями $C_1, C_2, \dots, C_q$ і $H_1, H_2, \dots, H_q$. Для розв'язання цього завдання слід визначити, до якого з дефектів (станів) $S_1, S_2, \dots, S_q$ відноситься поточний стан регулятора S , інформація про який міститься у векторі вимірюваних параметрів робочого процесу $\vec{Y}^*$. Поточний стан об'єкта S відноситься до певного класу дефектів з ймовірністю діагнозів $P(D_1|\vec{Y}^*), P(D_2|\vec{Y}^*), \dots, P(D_q|\vec{Y}^*)$ [2]. Обробка інформації складається з двох етапів. На першому етапі розраховуються апостеріорні ймовірності $P(D_1|\vec{Y}^*), P(D_2|\vec{Y}^*), \dots, P(D_q|\vec{Y}^*)$ наявності дефектів D_j за умови, що в результаті вимірів отримано значення вектора параметрів робочого процесу $\vec{Y}^*$. На другому етапі виконується аналіз отриманих значень ймовірностей з формування діагнозу – прийняття рішення про наявність одного з можливих станів. У цій роботі другий етап не розглядається. Він є об'єктом окремого дослідження, оскільки при значних кореляціях між станами апостеріорні ймовірності, що розглядаються, можуть

бути близькі між собою, тому одним з важливих завдань формування методу є обґрунтування порогових значень ймовірностей, що використовуються при прийнятті рішення. Основним об'єктом цього дослідження є значення апостеріорних ймовірностей, отримання яких забезпечує викладена вище методика, зокрема, ймовірностей правильного діагностування $P(D_j|S_j)$. Якщо ці ймовірності великі, це дає основу для застосування найпростішої реалізації другого з розглянутих вище етапів: в якості діагнозу приймається стан з максимальною апостеріорною ймовірністю.

З метою спрощення задачі було прийнято низку припущень. Розглянуто застосування методу діагностування на одному режимі роботи регулятора. Кожен із класифікованих дефектів пов'язаний із відхиленням одного конструктивного параметра, а відхилення параметрів робочого процесу, що характеризують цей дефект, незмінні у часі. Таке припущення незначно впливає на практичну значущість методу, що розглядається, оскільки кількість вимог технічної документації до робочого процесу на стаціонарних режимах роботи набагато більше кількості вимог щодо динамічних режимів роботи. Також з метою спрощення прийнято, що події, які призводять до дефектів, є незалежними.

3.2.2 Опис методу класифікації стану паливного регулятора

Розглянутий метод класифікації [4] стану регулятора оснований на використанні характеристик достовірності. Основним показником достовірності методу є умовна ймовірність $P(D_j|\vec{Z}^*)$, яка визначає ймовірність діагнозу D_j , тобто наявності дефекту, що відноситься до класу S_j , при вимірі вектора діагностичних ознак $\vec{Z}^*$. Ця ймовірність визначається за формулою Байєса

$$P(D_j|\vec{Z}^*) = \frac{P(\vec{Z}^*|S_j) \cdot P(S_j)}{\sum_{j=1}^q P(\vec{Z}^*|S_j) \cdot P(S_j)}, \quad (3.1)$$

де $P(S_j)$ – апіорна ймовірність виникнення дефекту S_j ;

q – кількість діагностованих дефектів; у разі, якщо дефекти рівноймовірні,

$$P(S_j) = \frac{1}{q}; \quad (3.2)$$

$P(\vec{Z}^*|S_j)$ – апостеріорна ймовірність вимірювання вектора ознак $\vec{Z}^*$ за наявності дефекту S_j .

Ймовірність $P(\vec{Z}^*|S_j)$ є наслідком двох незалежних подій: реалізації істинного значення вектора ознак $\vec{Z}$ за наявності дефекту S_j та отримання вимірюваного значення $\vec{Z}^*$ при відомому його істинному значенні $\vec{Z}$. Враховуючи цю послідовність подій, отримаємо:

$$P(\vec{Z}^*|S_j) = P(\vec{Z}|S_j) \cdot P(\vec{Z}^*|\vec{Z}). \quad (3.3)$$

Значення компонент вектора істинних діагностичних ознак Z_i визначається за допомогою лінійної математичної моделі як добуток коефіцієнта МКВ H_{ij} [5] на відхилення параметра стану, що характеризує певний дефект S_j :

$$Z_i = H_{ij} \cdot \delta\theta_j, \quad (3.4)$$

де $\delta\theta_j$ – відносне відхилення конструктивного параметра від вихідного значення θ_{0j} .

У даному алгоритмі для розрахунку вектора $\vec{Z}$ прийнято відносне відхилення конструктивного параметра в додатну сторону на 2 %.

Щоб оцінити ймовірності, зазначені у формулі (3.3), необхідно спочатку визначити відповідні функції щільності розподілу ймовірностей, після чого проінтегрувати в певному діапазоні. Тоді апостеріорна ймовірність $P(\vec{Z}^*|S_j)$ дорівнюватиме

$$P(\vec{Z}^*|S_j) = \int_{\Omega_j} f(\vec{Z}^*|S_j) d\Omega_j = \int_{\Omega_j} f(\vec{Z}^*|\vec{Z}) \cdot f(\vec{Z}|S_j) d\Omega_j, \quad (3.5)$$

де $f(\vec{Z}^*|\vec{Z})$ – щільність розподілу ймовірності $P(\vec{Z}^*|\vec{Z})$;

$f(\vec{Z}|S_j)$ – щільність розподілу ймовірності $P(\vec{Z}|S_j)$;

Ω_j – область інтегрування для певного дефекту S_j .

Через відсутність більш детальної інформації про дефекти, як припущення було прийнято, що розподіл значень вектора істинних діагностичних ознак $\vec{Z}$ у міру розвитку дефекту S_j – рівномірний, а розподіл значень компонент вектору виміряних діагностичних ознак $\vec{Z}^*$ – нормальний. Оскільки значення вектора $\vec{Z}^*$ мають різний порядок, то для коректної роботи методу діагностування, а також

для зручності його побудови необхідно нормалізувати значення вектора вимірювань $\vec{Z}^*$ і вектора істинних значень $\vec{Z}$, розділивши кожне відносне відхилення параметра робочого процесу на відповідне безрозмірне середньоквадратичне відхилення $\sigma_{\bar{p}i}$.

$$Z_i = \delta Y_i = \frac{Y_i - Y_{0i}}{\sigma_{\bar{p}i}}; \quad (3.6)$$

$$\sigma_{\bar{p}i} = \frac{\sigma_i}{Y_{0i}}. \quad (3.7)$$

Значення середньоквадратичних відхилень σ_i (СКВ) взяті з технічної документації на вимірювальні пристрої та наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Значення СКВ вимірюваних властивостей

СКВ об'ємної витрати палива, л/хв	СКВ тиску палива, Па
0,033	16887

Після нормалізації дисперсія значень вектора $\vec{Z}^*$ і вектора $\vec{Z}$ дорівнює одиниці, а нормальний розподіл набуде вигляду

$$f(\vec{Z}^*|\vec{Z}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{-\sum (Z_i^* - Z_i)^2}{2}}. \quad (3.8)$$

Для розрахунку функції розподілу $f(\vec{Z}|S_j)$ на рис. 3.2 представлена схема розташування вектора вимірюваних діагностичних ознак $\vec{Z}^*$ та вектора істинних значень діагностичних ознак $\vec{Z}$ за наявності деякого дефекту S_j у просторі двох діагностичних ознак Z_1 та Z_2 .

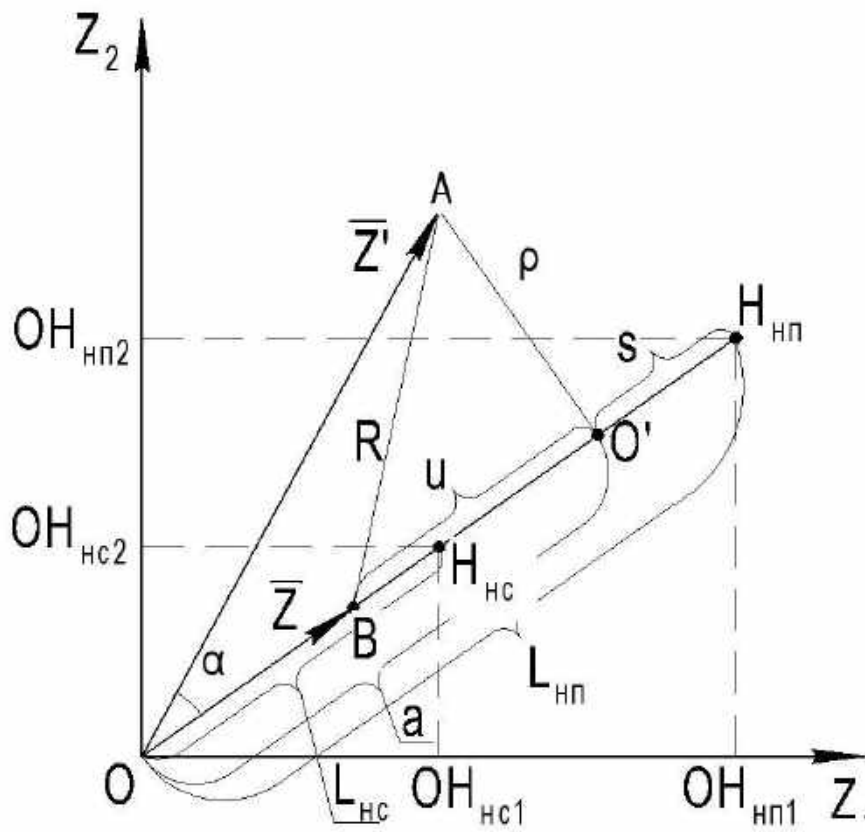


Рис. 3.2. Схема до розрахунку щільності розподілу ймовірності $f(\vec{Z}^*|S_j)$

Відрізку OH_{nc} відповідає ступінь розвитку дефекту, що приводить виріб у несправний стан, OH_{nc1} і OH_{nc2} проекції відрізка на осі координат. Відрізку OH_{np} відповідає ступінь розвитку дефекту, що приводить виріб у непрацездатний стан (максимальна ступінь розвитку дефекту, що розглядається), а OH_{np1} і OH_{np2} , відповідно, проекції його на осі координат. OA – вектор виміряних діагностичних ознак $\vec{Z}^*$, OB – вектор істинних значень діагностичних ознак $\vec{Z}$ за наявності дефекту S_j , що відповідає відхилення j -го конструктивного параметра на 2%. Відрізок OO' – проекція вектора OA на пряму OH_{np} , α – кут між векторами $\vec{Z}$ і $\vec{Z}^*$.

Згідно з лінійною математичною моделлю регулятора, проекція вектора OH_{nc} на осі координат дорівнює

$$OH_{nc1} = H_{1j} \cdot X_{ncj}; \quad (3.9)$$

$$OH_{nc2} = H_{2j} \cdot X_{ncj}; \quad (3.10)$$

$$L_{nc} = \sqrt{OH_{nc1}^2 + OH_{nc2}^2}, \quad (3.11)$$

де X_{ncj} – відхилення конструктивного параметра, яке приводить виріб у несправний стан, L_{nc} – норма вектора OH_{nc} .

Проекція вектора OH_{nn} на осі координат дорівнює

$$OH_{nn1} = H_{1j} \cdot X_{nnj}; \quad (3.12)$$

$$OH_{nn2} = H_{2j} \cdot X_{nnj}; \quad (3.13)$$

$$L_{nn} = \sqrt{OH_{nn1}^2 + OH_{nn2}^2}, \quad (3.14)$$

де X_{nnj} – відхилення конструктивного параметра, що приводить виріб у непрацездатний стан L_{nn} – норма вектора OH_{nn} .

Оскільки завдання класифікації стану регулятора S , що розглядається в даному розділі, розв'язується в межах між несправним станом та непрацездатним станом виробу, та враховуючи припущення про рівномірний розподіл істинних значень діагностичних ознак, щільність розподілу ймовірності спостереження істинного значення вектора $\vec{Z}$ за наявності дефекту D_j дорівнює

$$f(\vec{Z}|D_j) = \frac{1}{L_{nn} - L_{nc}}. \quad (3.15)$$

Далі, щоб спростити співвідношення (3.8) позначимо $AOO' = \alpha$, $OO' = a$, $BO' = u$, $AO' = \rho$, $BA = R$. Виконаємо такі геометричні перетворення:

$$\cos(\alpha) = \frac{\vec{Z}^{*T} \vec{Z}}{\|\vec{Z}^*\| \cdot \|\vec{Z}\|}; \quad (3.16)$$

$$a = \|\vec{Z}^*\| \cos(\alpha); \quad (3.17)$$

$$\rho = \|\vec{Z}^*\| \sin(\alpha); \quad (3.18)$$

$$R^2 = \rho^2 + u^2. \quad (3.19)$$

Оскільки $\sum (Z_i^* - Z_i)^2 = \|\vec{Z}^* - \vec{Z}\|^2 = R^2 = \rho^2 + u^2$, формулу (3.8) можна спростити:

$$f(\vec{Z}^*|\vec{Z}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{-\rho^2}{2}} e^{\frac{-u^2}{2}}. \quad (3.20)$$

З формули (3.20) видно, що функція розподілу щільності ймовірності $f(\vec{Z}^*|\vec{Z})$ при фіксованій величині $\vec{Z}^*$ залежить лише від скаляра u , який є загальною змінною інтегрування функції щільності розподілу $f(\vec{Z}|D_j)$ і функції $f(\vec{Z}^*|\vec{Z})$.

Щоб визначити межі інтегрування функцій щільності розподілу, для кожного дефекту S_j спочатку був розрахований скаляр $s_j = L_{nn} - a_j$. Величина S_j визначає наближеність поточного стану виробу S , що характеризується вектором виміряних діагностичних параметрів $\vec{Z}^*$ до непрацездатного стану виробу S_{nn} з дефектом S_j . Також слід врахувати, що відхилення конструктивних параметрів стану, а, отже, і відхилення діагностичних ознак, може відбуватися як у бік додатних, так і в бік від'ємних значень. Тому для завдання меж інтегрування необхідно використовувати абсолютні значення. Таким чином, верхня межа інтегрування дорівнює $|L_{nnj} - a_j|$. Тоді нижня межа інтегрування дорівнює $-|L_{nnj} - s_j| = -|a_j|$. Оскільки в даній задачі справні стани виробу не розглядаються, в алгоритм вводиться додаткова умова: якщо абсолютна величина скаляра $|a_j|$ менше скаляра L_{ncj} , то ймовірність $P(\vec{Z}^*|S_j)$ (а отже й інтеграл функції розподілу $f(\vec{Z}^*|S_j)$) прирівнюється до нуля.

Формула для розрахунку ймовірності $P(\vec{Z}^*|S_j)$ після підстановки в неї отриманих співвідношень для щільності розподілу ймовірності $f(\vec{Z}|S_j)$, $f(\vec{Z}^*|\vec{Z})$ і меж інтегрування набуде наступного вигляду :

$$P(\vec{Z}^*|S_j) = \frac{e^{\frac{-\rho^2}{2}}}{L_{nn} - L_{nc}} \int_{-|a_j|}^{|L_{nnj} - a_j|} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{-u^2}{2}} du, \quad \text{якщо } a_j < L_{ncj} \quad (3.21)$$

$$P(\vec{Z}^*|S_j) = 0, \quad \text{якщо } a_j < L_{ncj}.$$

Підставивши співвідношення для ймовірностей $P(D_j)$ і $P(\vec{Z}^*|S_j)$ у вираз (3.1), отримаємо фінальну формулу для визначення ймовірності $P(D_j|\vec{Z}^*)$ наявності дефекту S_j при вимірюванні вектора діагностичних ознак $\vec{Z}^*$:

$$P(D_j|\vec{Z}^*) = \frac{\frac{e^{-\frac{\rho^2}{2}}}{q(L_{nn} - L_{nc})} \int_{-|a_j|}^{|L_{nn} - a_j|} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{u^2}{2}} du}{\sum_{j=1}^q \frac{e^{-\frac{\rho^2}{2}}}{q(L_{nn} - L_{nc})} \int_{-|a_j|}^{|L_{nn} - a_j|} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{u^2}{2}} du}, \quad (3.22)$$

якщо $a_j < L_{nc}$;

$$P(D_j|\vec{Z}^*) = 0, \quad \text{якщо } a_j > L_{nc}.$$

3.2.3 Формування тестової бази даних. Оцінка точності методу діагностування технічного стану

Для оцінки точності запропонованого методу необхідно перевірити його на достатній кількості даних. Оскільки даних реальних експериментів із відомими дефектними станами виробу мало, виникає потреба таку базу даних сформувати з використанням імітаційного моделювання.

Тестова база даних сформована з інформації, отриманої за допомогою розрахунків діагностичних ознак $\vec{Z}^*$ із використанням лінійної математичної моделі.

Вибірка, що формується, повинна відповідати відомим характеристикам генеральної сукупності; у даному випадку відхилення конструктивних параметрів стану мають бути рівномірно розподілені в області їх зміни. З цією метою для кожного дефекту діапазон між відхиленням конструктивного параметра, що призводить до несправності, та відхиленням, що викликає непрацездатний стан виробу, був розділений на 18 рівних частин. Таким чином, вибірка, сформована шляхом проведення 18 розрахунків для кожного дефекту S_j , має рівномірний розподіл $f(\vec{Z}|S_j)$. Щоб вибірка відповідала нормальному розподілу похибок вимірювань $f(\vec{Z}^*|\vec{Z})$, для кожного вектора істинних діагностичних ознак $\vec{Z}$ з 18 було згенеровано за нормальним законом розподілу 100 векторів експериментальних діагностичних ознак $\vec{Z}^*$, що відрізняються від вектора $\vec{Z}$ на величину, яка не перевищує значення $\pm 3\sigma_{\text{бр } i}$. Мінімальна кількість векторів експериментальних діагностичних ознак $\vec{Z}^*$ визначалася з необхідності

підтвердження гіпотези про відповідність згенерованої вибірки розподілу із заданими параметрами СКВ та математичного очікування. Була обрана розмірність вибірки n , що дорівнює 100 елементам. Щоб визначити помилку вибірки, було розраховано критерії достовірності середнього $t_{cp\ i}$ та критерії достовірності СКВ $t_{скв\ i}$ для всіх вибірок діагностичних ознак Z_i за формулою

$$t_{скв\ i} = \frac{\sigma_{бp\ i}}{\delta_{скв\ i}}; t_{cp\ i} = \frac{\bar{Z}_i}{\delta_{cp\ i}}; \delta_{cp\ i} = \frac{\sigma_{бp\ i}}{\sqrt{n}}; \delta_{скв\ i} = \frac{\sigma_{бp\ i}}{\sqrt{2n}}, \quad (3.23)$$

де $\delta_{cp\ i}$ – помилка середнього значення,

$\delta_{скв\ i}$ – помилка СКВ.

Значення критеріїв достовірності порівнювалися з критичним значенням t -критерію Стюдента, визначеним для довірчої ймовірності 0,95 і 99 ступенів свободи. Отримано, що значення критерію достовірності середнього $t_{cp\ i}$ та критерію достовірності СКВ $t_{скв\ i}$ для всіх вибірок діагностичних ознак Z_i виявилося більше критичного значення t -критерію Стюдента. Отже, з довірчою ймовірністю 0,95 справжні значення генеральних СКВ сукупностей з нормальним розподілом діагностичних ознак Z_i перебувають у діапазоні $\sigma_{бp\ i} \pm \delta_{скв\ i}$, а генеральні середні перебувають у діапазоні $\bar{Z}_i \pm \delta_{cp\ i}$ [6, 7]. Загальна розмірність тестової вибірки з розрахованими діагностичними ознаками становить 1800 векторів $\vec{Z}^*$ для кожного з 10 дефектів.

За допомогою методу діагностування були класифіковані стани виробу в усіх експериментах тестової бази даних та визначені ймовірності $P(D_j | \vec{Z}^*)$ відповідних станів. Для оцінки якості класифікації необхідно вибрати критерій якості. Вибір критерію залежить від цілей розв'язуваного завдання. У нашому випадку необхідно дізнатись для кожного класу окремо, яка частина даних тестової вибірки коректно класифікована. Критерієм якості класифікації є повнота класифікації – діагональні елементи матриці помилок класифікації, які розраховуються як відношення кількості правильних діагнозів до загальної кількості певних діагнозів для кожного класу [16].

$$T_j = \frac{tp_j}{tp_j + fn_j}, \quad (3.24)$$

де T_j – повнота класифікації для класу S_j ;

tp_j – кількість правильних оцінок стану даних тестової вибірки для класу S_j ;

fn_j – кількість неправильних оцінок стану даних тестової вибірки для класу S_j ;

При оцінці повноти класифікації для оцінюваного стану S_j вибирається один діагноз D_j із десяти з максимальною ймовірністю $P(D_j|\overrightarrow{Z^*})$. Якщо оцінка стану D_j збігається з реально існуючим дефектним станом S_j , то така оцінка вважається правильною (tp_j), якщо ні – неправильною (fn_j).

У цій роботі застосовується незважений критерій якості, який не залежить від розміру вибірки для кожного класу. Застосування такого критерію в даному випадку є коректним, оскільки кількість даних для класифікації в тестовій вибірці однакова для кожного класу. Отримана матриця помилок представлена в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 Матриця помилок класифікації

Діагноз Дефект	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	D ₇	D ₈	D ₉	D ₁₀
S ₁	95.61 %	5.28 %	4.11 %	0.00 %	0.00 %	3.72 %	2.78 %	0.00 %	4.78 %	4.11 %
S ₂	1.56 %	93.78 %	0.78 %	9.17 %	0.00 %	0.11 %	0.22 %	27.67 %	3.56 %	1.61 %
S ₃	0.00 %	0.78 %	93.33 %	0.00 %	0.00 %	0.50 %	1.11 %	22.44 %	0.00 %	0.00 %
S ₄	0.00 %	0.17 %	0.67 %	90.61 %	3.00 %	0.94 %	0.78 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %
S ₅	0.67 %	0.00 %	0.00 %	0.22 %	92.00 %	0.06 %	0.00 %	29.56 %	0.33 %	0.78 %
S ₆	0.00 %	0.00 %	0.28 %	0.00 %	0.00 %	76.67 %	19.06 %	0.00 %	0.00 %	0.06 %
S ₇	0.00 %	0.00 %	0.83 %	0.00 %	0.00 %	18.00 %	76.06 %	0.00 %	0.06 %	0.00 %
S ₈	0.00 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %	5.00 %	0.00 %	0.00 %	20.33 %	0.00 %	0.00 %
S ₉	1.11 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %	76.78 %	15.33 %
S ₁₀	1.06 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %	0.00 %	14.50 %	78.11 %

Усереднивши показання точності для всіх дефектів, отримаємо середню арифметичну точність діагностування, рівну 79.3 %.

Отримані результати показують ефективну роботу методу. Він локалізує несправності на одному з основних режимів роботи регулятора з середнім арифметичним показником повноти класифікації 79.3 %. Таке значення показника якості пов'язане зі складністю конструкції регулятора та конструктивно обмеженою кількістю вимірюваних діагностичних параметрів. Подальший розвиток цього методу пов'язаний зі збільшенням точності класифікації, а також збільшенням кількості дефектів, що діагностуються, що, в свою чергу, дозволить аналізувати технічний стан регулятора більш докладно. Використання як діагностичних ознак статичних і динамічних характеристик конструктивних вузлів регулятора надалі дозволить досягти більшої точності та глибини діагностування.

3.3 Розробка методу класифікації динамічних характеристик паливного регулятора

3.3.1 Постановка задачі

У процесі налагодження на випробувальному стенді вертолітних турбувальних двигунів, до складу яких входять паливні регулятори електро-гідромеханічного типу, спостерігаються коливання частоти обертання вільної

турбіни (ВТ) і частоти обертання турбокомпресора (ТК) в межах 1-10%. Ці коливання виникають на режимі підтримки постійної частоти обертання несучого гвинта, що керується регулятором частоти обертання вільної турбіни РО ВТ. Описаний дефект є системним і не завжди усувається шляхом переналаштування паливного регулятора на двигуні. Додатковий час, витрачений на усунення дефекту, призводить до зривів термінів постачання та подорожчання процесу випробувань двигунів. Таким чином, виникає задача організації виробництва паливних регуляторів із характеристиками, що забезпечують стійку роботу двигуна. Для її розв'язання був розроблений метод, який дозволяє ідентифікувати паливні регулятори, схильні при постановці на двигун приводити до коливань частот обертання його роторів. Такий підхід дозволяє усувати фактори, що є причинною коливань, ще до постановки паливного регулятора на двигун, тобто в умовах підприємства – виробника регулятора. У цьому підрозділі наведено результати досліджень зі створення методу класифікації динамічних характеристик паливного регулятора.

3.3.2 Вибір та обґрунтування критеріїв, які використовуються для аналізу несправностей паливного регулятора, що зумовлюють нестійкість САК

Причиною несправності, що розглядається, є те, що система автоматичного керування (САК) двигун-паливний регулятор знаходиться на межі коливальної стійкості. Класичний підхід до вирішення цієї проблеми полягає в розрахунку запасу стійкості для САК, та збільшенні запасу стійкості шляхом зміни коефіцієнтів підсилення регулятора, або зміни типу регулятора [9, 10]. Однак розрахунок стійкості за допомогою теоретичних математичних моделей агрегата є складним завданням. Дуже складно визначити всі сили та фактори, що впливають на роботу регулятора та реальні характеристики цих впливів. Тому нами запропоновано застосувати метод частотної ідентифікації, відповідно до якого динамічні властивості агрегату відображаються у вигляді амплітудно-фазової частотної характеристики [9]. Однак є значні складнощі щодо застосування методу частотної ідентифікації. Якщо інформація про паливний регулятор

доступна, то ідентифікувати характеристики двигуна неможливо, оскільки спочатку не відомо, на який двигун встановлюватиметься агрегат. Тому в першому наближенні приймаємо, що причина коливань частот обертання роторів двигуна криється в паливному регуляторі, а характеристики всіх двигунів однакові й не впливають на виникнення цих коливань. Однак, маючи лише частотні характеристики агрегата, неможливо побудувати діаграму Бode для розімкненого ланцюга САК і визначити запаси стійкості [10]. Те саме стосується й інших критеріїв стійкості. Усі вони потребують повної інформації про САК. Тому, виходячи з прийнятого вище припущення про «ідеальний двигун», для розв'язання поставленого завдання найдоцільніше застосувати статистичний підхід. Даний підхід базується на пошуку відмінностей між частотними характеристиками справних та несправних паливних регуляторів.

3.3.3 Реєстрація сигналу та спосіб його обробки

Перед тим як перейти до способів класифікації схильності паливних регуляторів викликати роботу САК на межі стійкості, розглянемо спосіб отримання динамічних характеристик агрегата, таких як АЧХ і ФЧХ. Щоб отримати найбільш інформативні дані, визначатимемо характеристики для частот, близьких до реальної частоти коливань САК. АЧХ і ФЧХ реєструються для чотирьох значень частот: 0,4, 0,5, 0,75, 1 Гц. Для збору більш детальної інформації про збільшення впливу сил тертя при малих приростах збуджуючого вхідного сигналу було вирішено заміряти АЧХ, ФЧХ для чотирьох значень амплітуд: 300, 100, 50, 20 об/хв. Процес реєстрації характеристик забезпечується на стенді АТ «ФЕД» шляхом підведення до агрегату як вхідного збурення частоти обертання приводу РО ВТ $n_{\text{ВТ}}$ у вигляді синусоїдального сигналу протягом 20 с та реєстрації вихідних сигналів у вигляді тиску палива в першому контурі форсунок, тиску палива в другому контурі форсунок та витрати палива. Режим, на якому реєструються характеристики, відповідає режиму роботи регулятора обертів ВТ.

Як приклад на рис. 3.3 зображено вхідний сигнал у вигляді частоти обертання приводу РО ВТ $n_{\text{ВТ}}$ з амплітудою 300 об/хв, частотою 0,4 Гц, та вихідний сигнал у вигляді показань датчика тиску палива в першому контурі P_1 .

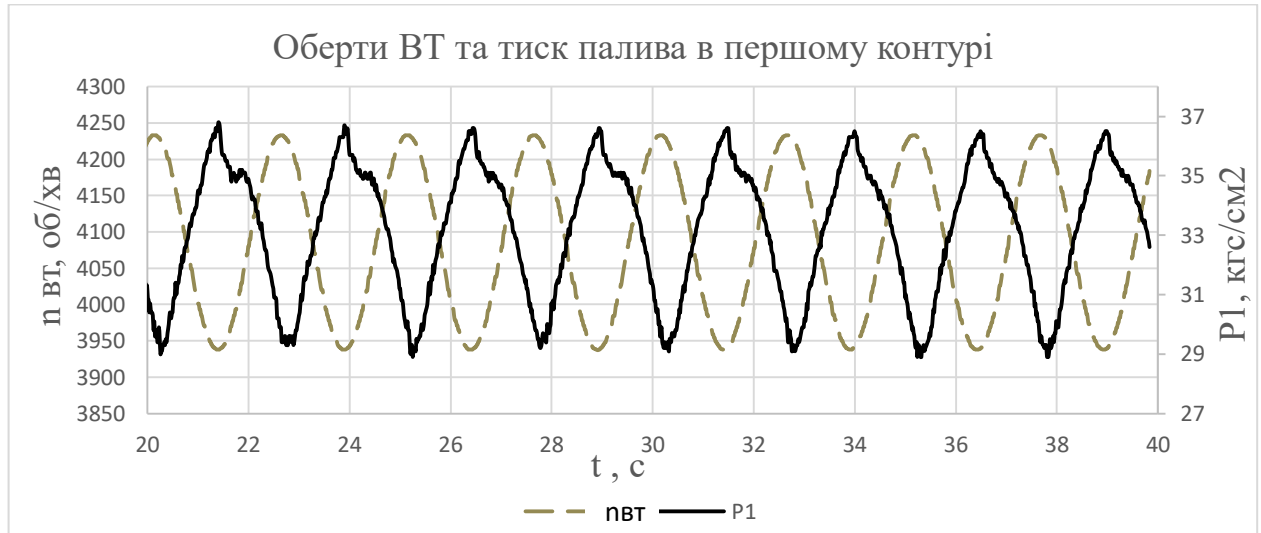


Рис. 3.3. Реєстровані вхідний та вихідний сигнали

Оскільки для розімкненої САК з негативним зворотним зв'язком $n_{\text{вих}} = n_{\text{вх}}$, вхідний сигнал слід розглядати з початковим зміщенням -180° . Ще одна особливість у формуванні АЧХ і ФЧХ пов'язана з тим, що вихідний сигнал не є гармонічним і відрізняється за темпом при прийомистості та скиданні, тому для непрямого відображення форми сигналу його фази потрібно вимірювати як на етапі прийомистості, так і на етапі скидання. Для прийомистості в межах одного періоду вимірюється час t_{nmin} виникнення мінімального значення $n_{\text{ВТ}}$ та час t_{Pmax} виникнення максимального значення P_1 . Різниця між t_{nmin} і t_{Pmax} , поділена на періоду коливання і помножена на 360° , буде дорівнювати фазовому запізненню між вхідним і вихідним сигналами на етапі прийомистості:

$$\theta_{\text{пр}} = \frac{(t_{Pmax} - t_{nmin}) \cdot 360^\circ}{T}. \quad (3.25)$$

У програмній реалізації координати часу t_{nmin} і t_{Pmax} замінюються на порядковий номер виміру сигналу n_{nmin} і n_{Pmax} тоді вираз (3.25) необхідно додатково розділити на частоту зняття сигналу F_c . Для етапу скидання фазове запізнення $\theta_{\text{ск}}$ знаходиться так само, як і для $\theta_{\text{пр}}$, з тією різницею, що від

порядкового номера виміру мінімального значення тиску n_{Pmin} віднімається порядковий номер виміру максимального значення обертів n_{nmax} :

$$\theta_{пр} = \frac{(n_{Pmax} - n_{nmin}) \cdot 360^\circ}{T \cdot F_c}; \quad (3.26)$$

$$\theta_{ск} = \frac{(n_{Pmin} - n_{nmax}) \cdot 360^\circ}{T \cdot F_c}. \quad (3.27)$$

Амплітуда M для АЧХ агрегату визначається як відношення амплітуди вихідного сигналу до вхідного:

$$M = \frac{A_{вих}}{A_{вх}}. \quad (3.28)$$

3.3.4 Фільтрування сигналу

Важливим фактором у формуванні АЧХ, ФЧХ є точність вимірювання фазового запізнення. Оскільки сигнал вимірювання тиску зашумлений, важко знайти реальні мінімуми та максимуми вихідного сигналу. Щоб усунути шуми і згладити сигнал, при цьому зберігши його форму, був застосований фільтр низьких частот (ФНЧ) з частотою зрізу $w_c = 5$ Гц:

$$H(s) = \frac{w_c}{s + w_c}. \quad (3.29)$$

За допомогою z-перетворення [11] передатна функція ФНЧ перетворюється на рекурентну форму наступного вигляду:

$$Y(n) = Z(1)X(n) + Z(2)X(n-1) + Z(3)X(n-2) + \dots + Z(19)X(n-18), \quad (3.30)$$

де $X(n)$ – значення реального сигналу в n -й точці виміру;

$Y(n)$ – значення відфільтрованого сигналу в n -й точці виміру;

Z – коефіцієнти фільтра, отримані в MatLab (табл. 3.3).

Таблиця 3.3. Коефіцієнти фільтра низьких частот

Z(1)	Z(2)	Z(3)	Z(4)	Z(5)	Z(6)	Z(7)
-0.00261	-0.00257	-0.00125	0.00556	0.021976	0.049349	0.084531
Z(8)	Z(9)	Z(10)	Z(11)	Z(12)	Z(13)	Z(14)
0.120092	0.146672	0.15653	0.146672	0.120092	0.084531	0.049349
Z(15)	Z(16)	Z(17)	Z(18)	Z(19)		
0.021976	0.00556	-0.00125	-0.00257	-0.00261		

З метою усунення затримки від ФНЧ фільтрації піддаються всі аналізовані сигнали.

3.3.5 Вибір методу класифікації динамічних характеристик паливних регуляторів

Допусковий контроль. Один із варіантів реалізації статистичного підходу до визначення несправності САК – це допусковий контроль динамічної характеристики паливного регулятора. Припустимо, що відомо, які паливні регулятори викликають роботу САК на межі стійкості та відомі їх динамічні характеристики у вигляді АЧХ, ФЧХ. Визначимо ці паливні регулятори як несправні. Та ж інформація нам відома про паливні регулятори, робота яких у складі САК не викликала зауважень. Визначимо цю групу як справні. Суть методу полягає у визначенні АЧХ, ФЧХ справних та несправних агрегатів та межі, що розділяє ці дві групи. Однак для реалізації цього методу необхідно вибрати ефективні ознаки стану і в просторі їх значень сформувати зазначену межу, що розділяє справний та несправний стани. Сукупність АЧХ, ФЧХ справних та несправних агрегатів для прийомистості та скидання можна спостерігати на рис. 3.4-3.6.

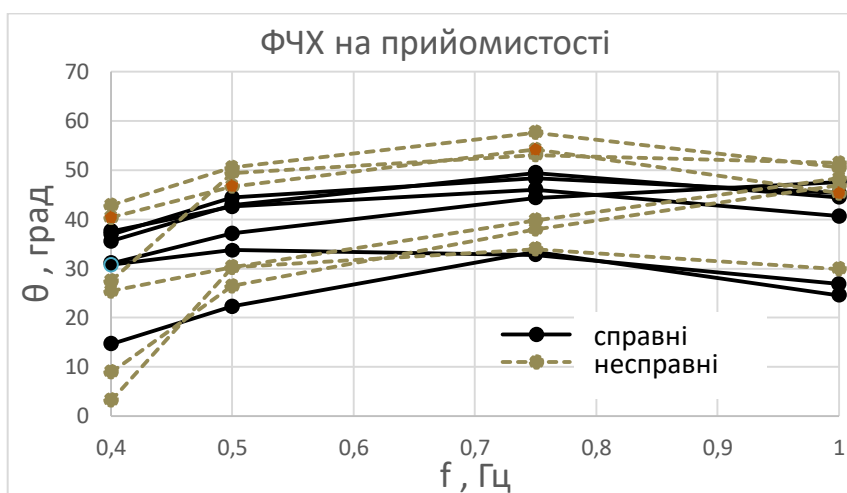


Рис. 3.4. ФЧХ справних та несправних агрегатів на етапі прийомистості

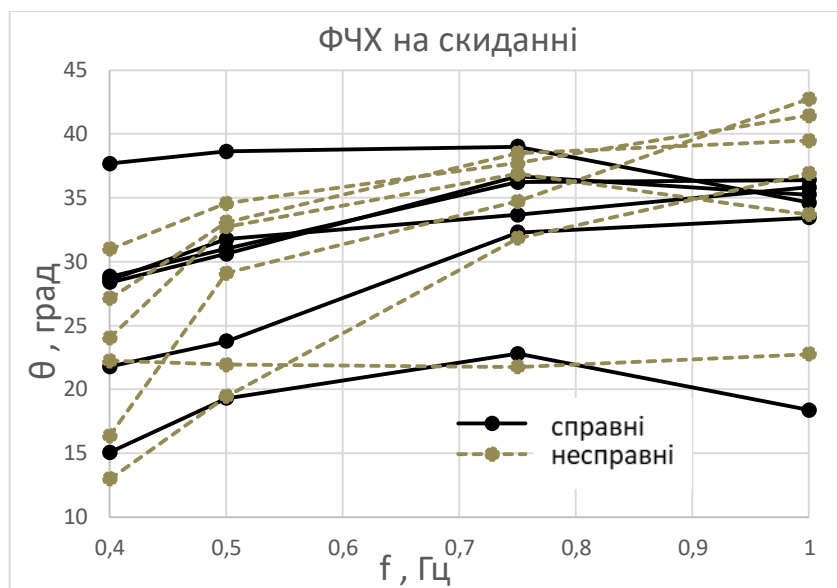


Рис. 3.5. ФЧХ справних та несправних агрегатів на етапі скидання

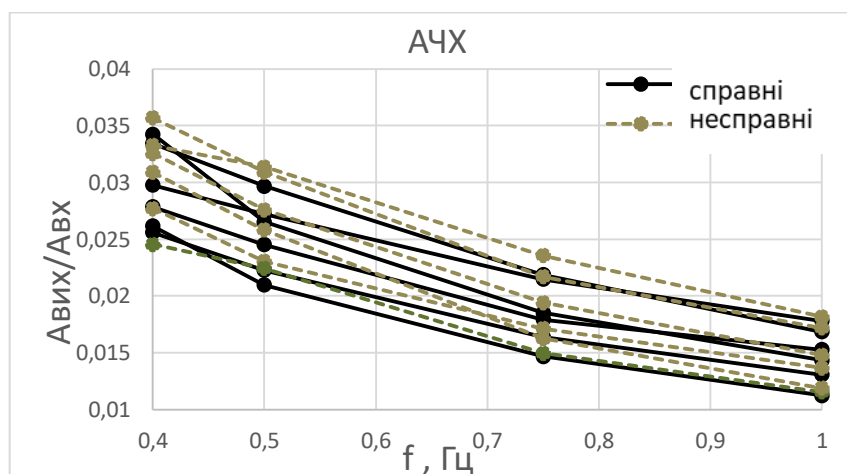


Рис. 3.6. АЧХ справних та несправних агрегатів

Як видно із рис. 3.4-3.6, АЧХ та ФЧХ двох груп агрегатів у такому вигляді важко розрізнити між собою.

Метод статистичного навчання. Виходячи з результатів допускового контролю динамічних характеристик (рис. 3.4-3.6) необхідно застосувати метод, який дозволить знаходити різницю між справними та несправними паливними регуляторами у великому обсязі даних. У такому разі можна вдатися до методів статистичного машинного навчання [12, 13], які детально описані та широко використовуються для аналізу даних.

Метод статистичного навчання полягає в формуванні навчальної вибірки з характеристик справних та несправних агрегатів, на підставі якої певний алгоритм будує межу поділу двох класів. Динамічні характеристики діагностованих паливних регуляторів заносяться до тестової бази даних, після чого класифікуються алгоритмом на підставі побудованої ним межі поділу. Навчальна та тестова бази даних формуються з використанням однакових найбільш інформативних властивостей агрегатів. У процесі формування навчальної бази даних, набору властивостей кожного агрегата присвоюється індекс належності до певного класу. Для навчання алгоритму класифікації було сформовано вибірку з двох класів – 30 справних паливних регуляторів та 16 несправних. У табл. 3.4 зазначено набір параметрів регулятора для тренувальної та тестової бази даних, що застосовується у строго визначеній послідовності.

Таблиця 3.4. Параметри паливного регулятора, що використовуються для класифікації його динамічних характеристик

Фазове запізнення на етапі прийомистості $\theta_{\text{пр}}$, ° для 4 частот, Гц				Фазове запізнення на етапі скидання $\theta_{\text{ск}}$ для °4 частот, Гц				Відношення амплітуд М для 4 частот, Гц			
0,4	0,5	0,75	1	0,4	0,5	0,75	1	0,4	0,5	0,75	1
$\theta_{\text{пр}}$	$\theta_{\text{пр}}$	$\theta_{\text{пр}}$	$\theta_{\text{пр}}$	$\theta_{\text{ск}}$	$\theta_{\text{ск}}$	$\theta_{\text{ск}}$	$\theta_{\text{ск}}$	М	М	М	М

Табл. 3.4 відображає перетворення частотних характеристик кожного паливного регулятора у вектор властивостей, що містить значення фазового запізнення на прийомистості $\theta_{\text{пр}}$, скиданні $\theta_{\text{ск}}$, а також відношення амплітуд М для чотирьох частот. Як ознаки, що визначають динаміку агрегатів, було розглянуто кілька варіантів, які дозволять надалі розділяти ці два класи найкращим чином. У першому варіанті будемо розглядати базу даних, сформовану сигналом тиску палива в першому контурі $P_{1к}$. У другому й третьому варіантах база даних сформована з тих же властивостей для тиску палива в другому контурі $P_{2к}$ і для витрат палива $G_{\text{п}}$ відповідно. Кожен агрегат представлений у базі даних у вигляді вектора з 12 значеннями вказаних у табл. 3.5 властивостей.

Попередня обробка бази даних методом Фішера . Перед тим, як застосувати один із алгоритмів класифікації, необхідно обробити базу даних певним способом з метою отримання найкращого поділу двох класів. Як видно з рис. 3.4-3.6, для допускового контролю практично неможливо відокремити справні агрегати від несправних. Тому необхідно зменшити розмірність цього простору таким чином, щоб у новому просторі властивостей відображалися комбінації властивостей, по яких можна було б чітко розділити агрегати на два класи. Для цього був застосований дискримінант Фішера [14, 15].

Представимо один агрегат, що має 12 властивостей, у вигляді вектора в 12-мірному просторі. Чисельні значення властивостей агрегату є координатами цього вектора. Передбачається, що координати справних агрегатів групуються у просторі з певною дисперсією та середнім значенням, які відрізняються від середнього значення та дисперсії несправних агрегатів. Іншими словами, справні та несправні агрегати утворюють групи в цьому просторі властивостей, які складно візуалізувати. Необхідно лінійно трансформувати вектори властивостей агрегатів таким чином, щоб їх проекції на новий базисний вектор найкраще відображали поділ груп. Проекція вектора на базисний вектор є їх скалярним добутком:

$$\hat{y} = w^T \cdot x, \quad (3.30)$$

де x – вектор реальних значень;

w – базовий вектор лінійної трансформації;

$\hat{y}$ – проекція вектора x на базовий вектор w .

Щоб забезпечити поділ двох класів даних, необхідно сформувати критерії, які описуватимуть цей поділ. Оскільки після проекції координати векторів $\hat{y}$ розподіляться за певним законом, метою формування таких критеріїв є зменшення площі перетину функцій щільності розподілу ймовірностей для двох класів. Найкращий спосіб забезпечити це – збільшити різницю середніх значень та зменшити дисперсію кожного з розподілів (або його СКВ). Для простоти визначення належності параметра тому чи іншому класу позначимо клас справних

агрегатів C_1 , а несправних - C_2 . Для визначення середніх значень та СКВ використовуватимемо вирази

$$\hat{\mu}_1 = \frac{1}{N_1} \sum_{\hat{y}_i \in C_1} \hat{y}_i ; \hat{\mu}_2 = \frac{1}{N_2} \sum_{\hat{y}_i \in C_2} \hat{y}_i ; \quad (3.31)$$

$$\hat{\sigma}_1 = \frac{1}{N_1 - 1} \sum_{\hat{y}_i \in C_1} (\hat{y}_i - \hat{\mu}_1)^2 ; \hat{\sigma}_2 = \frac{1}{N_2 - 1} \sum_{\hat{y}_i \in C_2} (\hat{y}_i - \hat{\mu}_2)^2 , \quad (3.32)$$

де $\hat{\mu}_1, \hat{\mu}_2$ – середні значення розподілів для спроектованих даних;

$\hat{\sigma}_1, \hat{\sigma}_2$ – значення розкиду розподілів для спроектованих даних.

У результаті ми можемо скласти цільову функцію, що складається з критеріїв поділу, яку необхідно максимізувати щодо w :

$$w = \underset{w}{argmax} \frac{(\hat{\mu}_1 - \hat{\mu}_2)^2}{\hat{\sigma}_1 + \hat{\sigma}_2}. \quad (3.33)$$

Як видно з виразу (3.33), чим більше різниця між середніми значеннями і менше сума розкидів, тим більше значення цієї функції.

Розпишемо більш детально формули для розрахунку $\hat{\mu}_1, \hat{\mu}_2, \hat{\sigma}_1, \hat{\sigma}_2$:

$$\mu_1 = \frac{1}{N_1} \sum_{x_i \in C_1} x_i ; \mu_2 = \frac{1}{N_2} \sum_{x_i \in C_2} x_i ; \quad (3.34)$$

$$\sigma_1 = \frac{1}{N_1 - 1} \sum_{x_i \in C_1} (x_i - \mu_1)(x_i - \mu_1)^T ; \sigma_2 = \frac{1}{N_2 - 1} \sum_{x_i \in C_2} (x_i - \mu_2)(x_i - \mu_2)^T , \quad (3.35)$$

Підставивши рівняння (3.34) та (3.35) у рівняння (3.31) та (3.32), отримаємо вирази:

$$\hat{\mu}_1 = w^T \cdot \mu_1 ; \quad (3.36)$$

$$\begin{aligned} \hat{\sigma}_1 &= \sum_{\hat{y}_i \in C_1} (w^T x_i - w^T \mu_1)^2 = \sum_{\hat{y}_i \in C_1} (w^T (x_i - \mu_1))^T (w^T (x_i - \mu_1)) \\ &= \sum_{\hat{y}_i \in C_1} w^T (x_i - \mu_1)(x_i - \mu_1)^T w = (N_1 - 1) w^T \sigma_1 w . \end{aligned} \quad (3.37)$$

Для $\hat{\mu}_2, \hat{\sigma}_2$ перетворення аналогічні:

$$\hat{\mu}_2 = w^T \cdot \mu_2 ; \quad (3.38)$$

$$\hat{\sigma}_2 = (N_2 - 1) w^T \sigma_2 w . \quad (3.39)$$

Підставимо в цільову функцію (3.33) отримані вирази (3.36)-(3.39):

$$w = \underset{w}{\operatorname{argmax}} \frac{(w^T \mu_1 - w^T \mu_2)^2}{w^T ((N_1 - 1)\sigma_1 + (N_2 - 1)\sigma_2)w}. \quad (3.40)$$

Введемо кілька позначень, які допоможуть спростити задачу оптимізації:

$$S = (N_1 - 1)\sigma_1 + (N_2 - 1)\sigma_2; \quad m = \mu_1 - \mu_2; \quad S = R^T R; \quad v = R w. \quad (3.41)$$

Тоді базисний вектор w може бути визначений як

$$w = R^{-1}v. \quad (3.42)$$

Після підстановки рівнянь (3.41), (3.42) в (3.33) отримаємо цільову функцію в наступному вигляді:

$$w = \underset{w}{\operatorname{argmax}} \left[[(R^{-1})^T m]^T \frac{v}{|v|} \right]^2. \quad (3.43)$$

Фактично $((R^{-1})^T m)$ – це умовний вектор розмежування, а $\frac{v}{|v|}$ – це нормалізований умовний базисний вектор перетворення. Їх скалярний добуток – це проекція шуканого базис-вектора на вектор розмежування. Цей добуток має максимальне значення, коли вектор v збігається у напрямку з вектором розмежування. Тоді

$$v = a(R^{-1})^T m = a(R^{-1})^T (\mu_1 - \mu_2), \quad (3.44)$$

де $a = 1$.

З урахуванням (3.41) із (3.44) отримаємо:

$$w = a(R^T R)^{-1}(\mu_1 - \mu_2) = aS(\mu_1 - \mu_2). \quad (3.45)$$

Значення координат розрахованого вектора w відображені у табл. 3.5.

Таблиця 3.5. Таблиця координат базисного вектора перетворення w

№	Позначення властивостей	w
1	$\theta_{\text{пр}}(0,4 \text{ Гц})$	2.06E-05
2	$\theta_{\text{пр}}(0,5 \text{ Гц})$	-1.81E-05
3	$\theta_{\text{пр}}(0,75 \text{ Гц})$	-2.94E-05
4	$\theta_{\text{пр}}(1 \text{ Гц})$	2.89E-05
5	$\theta_{\text{ск}}(0,4 \text{ Гц})$	9.54E-06
6	$\theta_{\text{ск}}(0,5 \text{ Гц})$	1.13E-05
7	$\theta_{\text{ск}}(0,75 \text{ Гц})$	9.41E-06

№	Позначення властивостей	w
8	$\theta_{\text{ск}}(1 \text{ Гц})$	-1.98E-05
9	$M(0,4 \text{ Гц})$	0.1446
10	$M(0,5 \text{ Гц})$	-0.38533
11	$M(0,75 \text{ Гц})$	0.38349
12	$M(1 \text{ Гц})$	-0.12167

Помноживши базу даних, що складається з векторів властивостей агрегатів, сформованих за вихідним сигналом $P_{1к}$, на отриманий базисний вектор w отримаємо наступні значення $\hat{y}$, відображені на рис. 3.7.

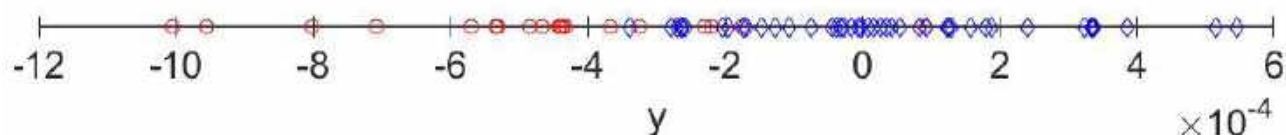


Рис. 3.7. Розподіл значень $\hat{y}$ двох класів для $P_{1к}$

Червоні точки відображають значення $\hat{y}$ для несправних агрегатів, а сині – справні.

Ту ж операцію проведемо для бази даних, сформованої за вихідним сигналом тиску в другому контурі $P_{2к}$ (рис. 3.8) та витрати палива $G_{п}$ (рис. 3.9).

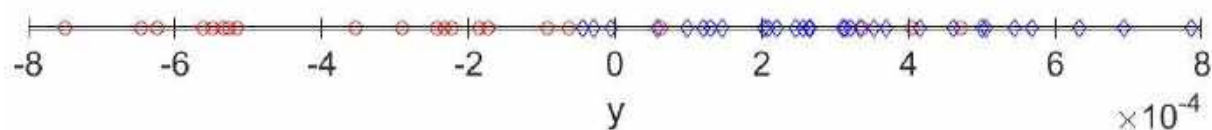


Рис. 3.8. Розподіл значень $\hat{y}$ двох класів для $P_{2к}$

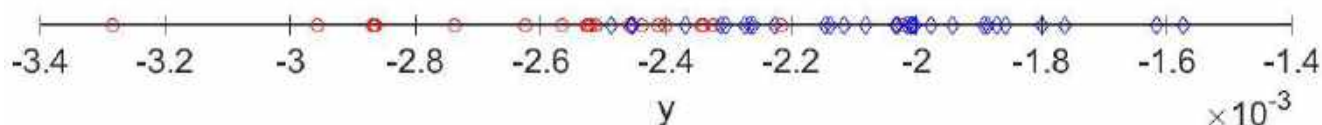


Рис. 3.9. Розподіл значень $\hat{y}$ двох класів для $G_{п}$

Як видно із рис. 3.7-3.9, найкращим чином дані поділяються за класами для бази даних, сформованої за тиском палива в першому контурі $P_{1к}$ та витрати палива $G_{п}$. Оскільки сигнал вимірювання витрати пального витратоміром шестеренного типу піддається більш складній обробці, ніж сигнал вимірювання датчиком тиску палива, для простоти обробки сигналу було вирішено використовувати базу даних сформовану з вимірювань тиску $P_{1к}$.

Маючи координати вектора w , можна визначити інформативність обраних раніше властивостей для аналізу схильності агрегатів до роботи в складі САК на межі коливальної стійкості (табл. 3.5). Кожна координата цього вектора є ваговим коефіцієнтом параметрів у векторі x . У табл. 3.5 коефіцієнти №10 і №12 мають найменші значення і у векторі x відповідають параметру відношення амплітуд M для частот 0,5 Гц і 1 Гц. Коефіцієнти №11 та №9 – найбільші, вони відповідають параметру відношення амплітуд M для частоти 0,4 Гц і для частоти 0,75 Гц. Таким чином, чим більший параметр M для частот 0,5, 1 Гц і чим менше M для частот 0,4, 0,75 Гц, тим вища ймовірність приналежності агрегата до несправного класу і навпаки. Виходячи з проведеного аналізу, надалі для впровадження даної методики на практиці достатньо буде використовувати такі параметри, як амплітуди вихідного сигналу тиску $P_{1к}$ на частоті спостереження дефекту 0,5 Гц і кратній частоті 1 Гц, які мають найбільші вагові коефіцієнти впливу. Помноживши вектор властивостей агрегатів, сформованих з амплітуд вихідного сигналу тиску $P_{1к}$ для частот 0,5 Гц і 1 Гц, на отриманий базисний вектор $w(10,12)$, отримаємо наступні значення $\hat{y}$, відображені на рис. 3.10. При цьому знаки компонентів вектора $w(10,12)$ спеціально інвертовані для зручності сприйняття.

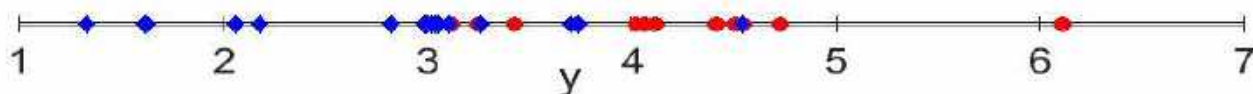


Рис. 3.10. Розподіл значень $\hat{y}$ двох класів для двох параметрів амплітуди $P_{1к}$

3.3.6 Класифікація динамічних характеристик паливного регулятора

Існує багато алгоритмів класифікації, які є ефективними в різних випадках. Три найбільш поширені алгоритми через їх простоту реалізації й точність результату – це k-Nearest Neighbors (kNN), Logistic Regression (LR) та Linear Discriminant Analysis (LDA) [13, 16]. У цій роботі застосовано алгоритм лінійного дискримінантного аналізу LDA. Точність цього алгоритму приблизно така ж, як й інших двох, але він набагато стабільніше в оцінках при збільшенні навчальної бази даних.

В основі класифікаційного алгоритму LDA лежить теорема Байєса. Імовірність того, що значення $\hat{y}$ належить якомусь із K класів (апостеріорна ймовірність) дорівнює добутку ймовірності виникнення k -го класу π_k (апріорна ймовірність) на ймовірність виникнення значення $\hat{y}$ у цьому класі $f_k(\hat{y})$, розділеного на суму таких добутків для кожного i -го класу:

$$\Pr(Y = k | X = \hat{y}) = \frac{\pi_k f_k(\hat{y})}{\sum_{i=1}^K \pi_i f_i(\hat{y})}. \quad (3.46)$$

Імовірність виникнення певного k класу π_k розраховується як відношення кількості даних, що належать цьому класу n_k , до загальної кількості даних n :

$$\pi_k = \frac{n_k}{n}. \quad (3.47)$$

Оскільки нам невідома реальна ймовірність виникнення значення $\hat{y}$ в k -му класі, оцінити ми її можемо за допомогою функції щільності розподілу ймовірності. Прийнемо припущення, що дані у кожному класі розподілені за нормальним законом. Тоді функція щільності розподілу має такий вигляд:

$$f_k(\hat{y}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\hat{\sigma}_k} \exp\left[-\frac{1}{2\hat{\sigma}_k^2}(\hat{y} - \hat{\mu}_k)^2\right], \quad (3.48)$$

де $\hat{\mu}_k$ – середнє значення параметрів для k -го класу (формули (3.36), (3.38));

$\hat{\sigma}_k$ – середньоквадратичне відхилення параметрів для k -го класу (формули (3.37), (3.39)).

На рис. 3.11 відображено функції щільності розподілу $\hat{y}$ для двох класів – справних та несправних агрегатів. Червоними точками відзначені значення $f(\hat{y})$ для несправних агрегатів, синіми – для справних.

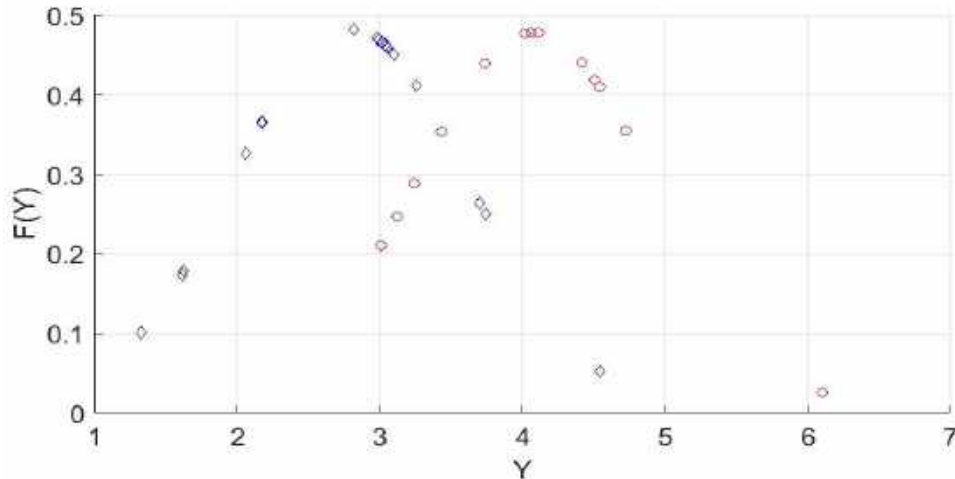


Рис. 3.11. Функції щільності розподілу ймовірностей для двох класів

Щоб спростити завдання класифікації та не обчислювати для кожного значення $\hat{y}$ апостеріорну ймовірність $\Pr(Y = k | X = \hat{y})$, необхідно побудувати лінію розмежування між двома класами та визначати належність до певного класу залежно від розташування точки, що відповідає експериментальним даним, відносно границі розмежування. Границя розмежування поділяє класи й проходить через точку перетину функцій щільності розподілу ймовірностей. Границя розраховується з-за допомогою наступного рівняння:

$$\log \left[\frac{p(\hat{y} | k = 1)\pi(k = 1)}{p(\hat{y} | k = 2)\pi(k = 2)} \right] = 0. \quad (3.49)$$

У місці перетину двох функцій розподілу ймовірності рівні, отже логарифм їх відношення дорівнюватиме нулю. Якщо ймовірність приналежності вимірюваного значення першому класу перевищує ймовірність приналежності другому, вираз набуває додатний знак і навпаки.

Надалі приймемо, що для всіх класів дисперсія σ^2 однакова. У цьому випадку $\hat{\sigma}_1 = 0,8259$ і $\hat{\sigma}_2 = 0,8342$ незначно відрізняються один від одного, що підтверджує це припущення. Тоді оцінка дисперсії може бути визначена як

$$\hat{\sigma}^2 = \frac{1}{n - K} \sum_{k=1}^K \sum_{i: \hat{y}_i = k} (\hat{y}_i - \hat{\mu}_k)^2. \quad (3.50)$$

Підставивши (3.48) у (3.49), отримаємо:

$$\hat{y} \left[\frac{\hat{\mu}_1}{\hat{\sigma}^2} - \frac{\hat{\mu}_1}{\hat{\sigma}^2} \right] + \left[\frac{\hat{\mu}_2^2}{2\hat{\sigma}^2} - \frac{\hat{\mu}_1^2}{2\hat{\sigma}^2} + \log(\pi_1) - \log(\pi_2) \right] = 0. \quad (3.51)$$

Рішенням цього рівняння $\hat{y}_{\text{граничне}}$ є точка, яка поділяє два класи:

$$\hat{y}_{\text{граничне}} = \frac{- \left[\frac{\hat{\mu}_2^2}{2\hat{\sigma}^2} - \frac{\hat{\mu}_1^2}{2\hat{\sigma}^2} + \log(\pi_1) - \log(\pi_2) \right]}{\left[\frac{\hat{\mu}_1}{\hat{\sigma}^2} - \frac{\hat{\mu}_1}{\hat{\sigma}^2} \right]}. \quad (3.52)$$

Для аналізованої бази даних $\hat{y}_{\text{граничне}} = 3,6$. Розташування границі показано на рис. 3.12.

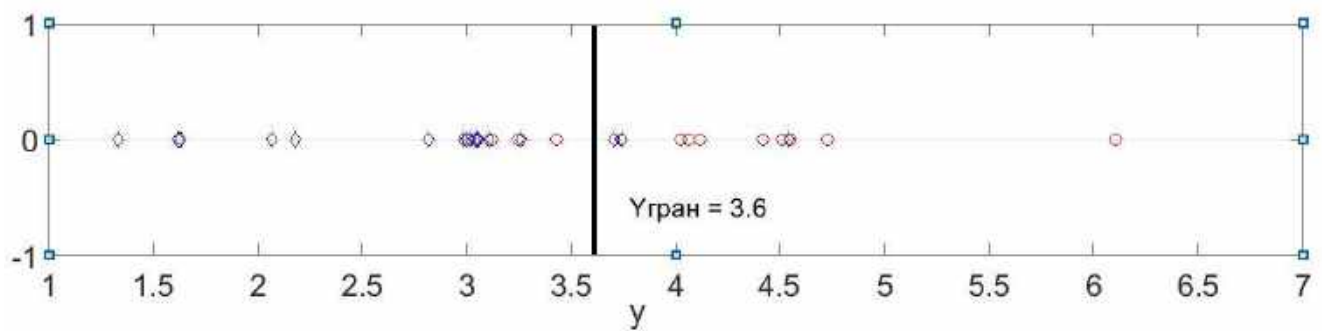


Рис. 3.12. Границя розмежування двох класів

Щоб оперувати числами замість знаків при розв'язанні задачі класифікації, розраховуватимемо логарифм чисельника та знаменника рівняння (3.49) окремо. Розглянуте значення $\hat{y}$ належатиме до того класу, для якого $\hat{\delta}_k(\hat{y})$ буде більше.

$$\hat{\delta}_k(\hat{y}) = \hat{y} \frac{\hat{\mu}_k}{\hat{\sigma}^2} - \frac{\hat{\mu}_k^2}{2\hat{\sigma}^2} + \log(\pi_k). \quad (3.53)$$

Критерієм ефективності класифікації вважається кількість неправильно класифікованих агрегатів. Валідація алгоритму проводилася на частині навчальної бази даних. Для $\hat{y}_{\text{граничне}} = 3,6$ два значення, що належать до класу справних агрегатів (рис. 3.12), було визначено алгоритмом як несправні (False Negative), а чотири значення, що належать до несправного класу, визначені як справні (False Positive). Відношення кількості значень False Positive до суми False

Positive та True Negative (False Positive Rate), а також та True Positive до суми True Positive та False Negative (True Positive Rate) при зміні порогового значення прийняття рішення нанесено на ROC графік (рис. 3.13), який визначає ефективність алгоритму класифікатора. Чим більше площа під ROC кривою, тим краще класифікатор виконує поділ [17]. По осі абсцис відкладається відношення кількості значень False Positive до True Positive, а по осі ординат False Negative до True Negative. У нашому випадку ROC графік побудований для LDA класифікатора, а площа під кривою (AUC) дорівнює 0,86. Якщо AUC дорівнює від 0,8 до 0,9, розмежування вважається дуже хорошим [16].

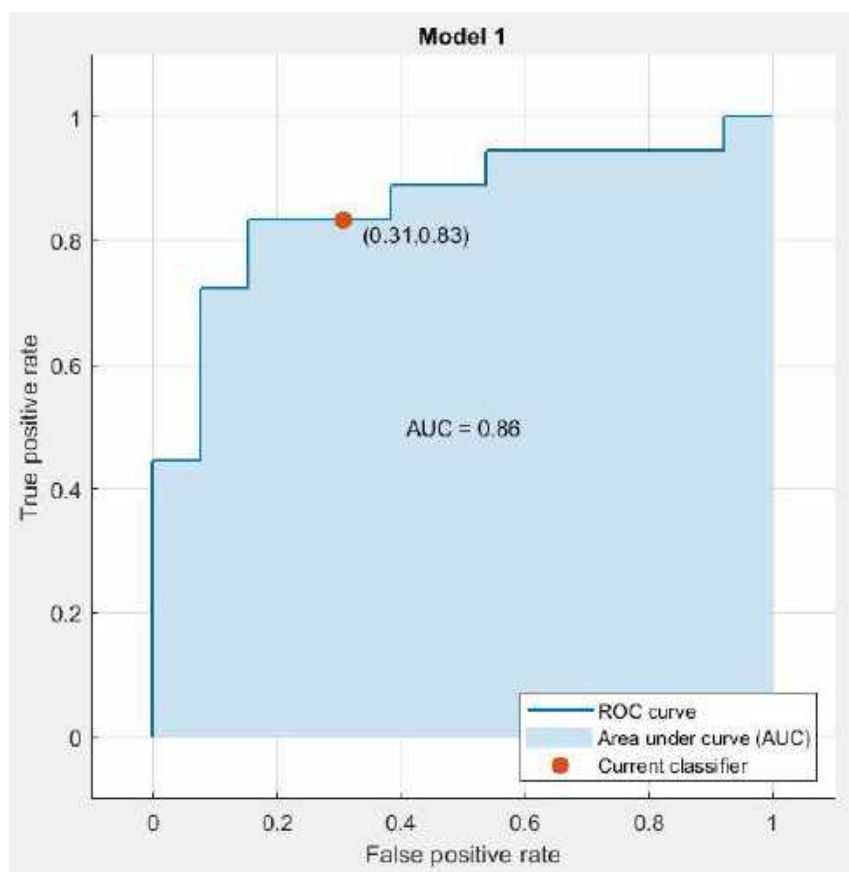


Рис. 3.13. ROC графік для LDA класифікатора

3.4 Висновки до третього розділу

В результаті розробки методів параметричного діагностування паливного регулятора отримано такі основні результати:

1) Для діагностування технічного стану паливного регулятора в процесі вхідного контролю при ремонті за технічним станом обрана комбінація методів,

згідно з якою спочатку виконується перевірка справності (виявлення несправного стану) на усталених режимах роботи, і в разі виявлення несправності виконується її розпізнавання. На заключному етапі виконується перевірка динамічних характеристик регулятора, що визначають стійкість його роботи в складі САК.

2) Для реалізації методу параметричного діагностування технічного стану прийнято ряд таких припущень: кожен із дефектів, що класифікуються, пов'язаний з відхиленням одного конструктивного параметра; відхилення параметрів робочого процесу, що характеризують дефект, незмінні у часі або незначно змінюються; виникнення дефектів є рівноймовірним, а події, що призводять до дефектів – незалежні.

3) Визначено характеристику достовірності методу класифікації, засновану на теоремі Байєса. В основі методу лежить уявлення про те, що апостеріорна ймовірність вимірювання вектора діагностичних ознак $\vec{Z}^*$ за наявності дефекту S_j є наслідком двох незалежних подій: реалізації істинного значення вектора ознак $\vec{Z}$ за наявності дефекту S_j (описується рівномірним розподілом ймовірності), та отримання виміряного значення $\vec{Z}^*$ за відомого його істинного значення $\vec{Z}$ (описується нормальним розподілом ймовірності). В результаті виведено формулу функції щільності розподілу апостеріорної ймовірності.

4) Визначено спосіб отримання меж інтегрування функції щільності розподілу апостеріорної ймовірності вимірювання вектора діагностичних ознак $\vec{Z}^*$ за наявності дефекту S_j . Верхня межа інтегрування визначає наближеність поточного стану виробу S , що характеризується вектором виміряних діагностичних параметрів $\vec{Z}^*$ до непрацездатного стану виробу $S_{\text{нп}}$ з дефектом S_j . Мірою наближеності поточного стану до порівнюваного стану є косинус між векторами, що описують ці стани. Для врахування можливості діагностування станів, для яких відхилення конструктивних параметрів можуть відбуватися як у бік додатних, так і в бік від'ємних значень, межі інтегрування мають абсолютні значення, а нижня межа інтегрування завжди має від'ємний знак.

5) Отримано формулу для визначення умовної ймовірності $P(D_j|\vec{Z}^*)$ наявності дефекту S_j при вимірюванні вектора діагностичних ознак $\vec{Z}^*$ на підставі формули Байєса та описаних вище припущень.

6) Для оцінки якості класифікації станів сформовано тестову вибірку параметрів робочого процесу та для кожного заданого стану розраховано умовні ймовірності станів. Визначено такий показник якості класифікації як повнота класифікації. В результаті сформовано матрицю помилок класифікації. Показано, що середній арифметичний показник повноти класифікації для всіх класифікованих станів становить 79.3 %.

7) Перелічені у пп. 2-6 елементи разом формують запропонований метод параметричного діагностування несправностей гідромеханічного паливного регулятора на ustalених режимах роботи в просторі вимірюваних параметрів робочого процесу, характерних для заводських випробувань, який включений в число положень, що виносяться на захист.

8) Показано, що для виявлення безпосередньо в умовах підприємства-виробника несправних регуляторів схильних до нестійкої роботи в складі САК, необхідно використовувати динамічні характеристики агрегату, зокрема частотні характеристики.

9) Сформовано склад параметрів частотних характеристик агрегату, що використовуються для кількісної оцінки динамічної якості: амплітуда вихідного сигналу тиску палива на частотах 0,5 Гц і 1 Гц.

10) У зазначеному діагностичному просторі визначено оптимальний напрямок, такий, що аналіз проекцій на нього вектора діагностичних ознак забезпечує найбільшу достовірність розпізнавання справного і несправного станів.

11) На даному напрямку, заданому базисним вектором, визначено межу між справним та несправним станами, що забезпечує найменшу сумарну ймовірність хибних результатів розпізнавання.

12) Перелічені у пп. 8-11 елементи в сукупності формують запропонований метод контролю динамічних характеристик паливного регулятора, який включений до положень, що виносяться на захист.

Результати цього розділу опубліковано в роботах автора [18 - 22].

Література до третього розділу

1. Ільченко, Б. С. Діагностування функціонально-технічного стану газо-перекачувальних агрегатів: монографія / Б. С. Ільченко; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ХНАМГ, 2011. – 228 с.
2. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С. В. Епифанов [та ін.]. – Київ : Техніка, 1998. – 311 с.
3. Лобода И. И. Повышение надежности авиационных ГТД путем оптимизации системы диагностирования по критериям достоверности: дис. ... канд. техн. наук : 05.07.05 / Лобода Ігор Іванович. – Харків, 1994. – 267 с.
4. Оганян І. В. Алгоритм класифікації технічного стану паливного регулятора у просторі параметрів робочого процесу [Електронний ресурс] / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – 2021. – № 4 (1173). – С. 158–169. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2021.4sup1.22>. – Назва з екрана.
5. Ohanian, I. Diagnostic model of aircraft turbine engine governor pump [Electronic resource] / I. Ohanian, S. Yepifanov // Transactions on Aerospace Research. – 2022. – Т. 267, № 2. – С. 80–95. – Режим доступу: <https://doi.org/10.2478/tar-2022-0012>. – Назва з екрана.
6. Handbook on mathematical statistics / Edited by H. L. Ritz. - Literary Licensing, LLC, 2013. – 230 с.
7. Довідник з математичної статистики з прикладами обчислень у MatLab : навчально-практичний посібник. Ч. 2 / О. О. Єгоршин, Л. М. Малярець, Б. В. Сінкевич. – Харків : Вид. ХНЕУ, 2009. – 508 с.
8. Loboda, I. A Mixed Data-Driven and Model Based Fault Classification for Gas Turbine Diagnosis / I. Loboda, S. Yepifanov // International Journal of Turbo and

Jet Engines. – 2010. – Vol. 27, iss. 3/4. – P. 251–264. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1515/TJJ.2010.27.3-4.251> – Назва з екрана.

9. Jaw, L. C. Aircraft engine controls: design, system analysis, and health monitoring / L. C. Jaw, J. D. Mattingly. – American institute of Aeronautics and Astronautics, Inc., Reston, Virginia, USA, 2009. – 385 с.

10. Nise N. S. Control systems engineering. / N. S. Nise. – 6-те вид. – John Wiley & Sons., 2011. – 1001 с.

11. Z-transform". [Електронний ресурс] // Encyclopedia of Mathematics. EMS Press. – Режим доступу: <https://encyclopediaofmath.org/wiki/Z-transform/> (дата звернення: 18.02.2018) . – Назва з екрана.

12. Davy Cielen. Introducing Data Science: Big data, machine learning, and more, using Python tools / Davy Cielen, Arno Meysman. – Simon and Schuster, 2016. — 320 с.

13. Shalev-Shwartz Shai. Understanding machine learning. From theory to algorithms / Shai Shalev-Shwartz, Shai Ben-David. – New York : Cambridge University Press, 2014. – 449 с.

14. Bishop C. M. Pattern recognition and machine learning / C. M. Bishop. – Springer, 2006. – 738 с.

15. Alexandre E. Application of Fisher Linear Discriminant Analysis to Speech/Music Classification / E. Alexandre, M. Rosa, L. Cuadra, R. Gil-Pita // AES 120th Convention : матеріали наук. конф., Париж, 20–23 трав. 2006 р. – С. 1–6.

16. An introduction to statistical learning / Gareth James [та ін.]. – Springer, 2015. – 426 с.

17. Fielding, A. H. A review of methods for the assessment of prediction errors in conservation presence/absence models / A. H. Fielding, J. F. Bell // Environmental Conservation. – 1997. – Т. 24, № 1. – С. 38–49. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1017/S0376892997000088>. – Назва з екрана.

18. Оганян, І. В. Алгоритм класифікації технічного стану паливного регулятора у просторі параметрів робочого процесу [Електронний ресурс] / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – 2021. – № 4

(1173). – С. 158-169. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2021.4sup1.22>. – Назва з екрана.

19. Огляд методів параметричного діагностування агрегатів гідравлічних і паливних систем літальних апаратів [Електронний ресурс] / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. – 2023. – № 4 спецвыпуск 1 (189). – С. 96-108. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup1.13>. – Назва з екрана.

20. Оганян І. В. Метод ранней диагностики устойчивости системы автоматического управления (САУ) на основании данных о регуляторе / І. В. Оганян // *XXIII міжнародний конгрес двигунобудівників : матеріали XXIII міжн. наук.-практ. конф., Харків, 3–7 вер. 2018 р.* / Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». – Харків, 2018. – С. 70.

21. Оганян І. В., Єпіфанов С. В. Розробка методів діагностування технічного стану паливного регулятора. *XXIX міжнародний конгрес двигунобудівників: матеріали XXIX міжн. наук. – практ. конф., 2 – 6 вересня. 2024 р.* / Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т». Харків, 2024. С. 54-55.

22. Спосіб діагностики стійкості системи автоматичного керування газотурбінних двигунів : пат. 147859 Україна : G01M 15/14, F02C 9/28 / І. В. Оганян, Є. О. Кононихін, С. А. Тітович. – № [u202100242](#) ; заявл. 22.01.2021 ; опубл. 16.06.2021, Бюл. № 24. – 4 с.

РОЗДІЛ 4 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ТА ПЕРЕВІРКА МЕТОДІВ ДІАГНОСТУВАННЯ АГРЕГАТІВ

Описані в попередньому розділі методи діагностування агрегатів гідромеханічного типу було випробувано на практиці як складові частини процесу вхідного контролю гідромеханічного паливного регулятора при ремонті за технічним станом [1]. Експеримент був побудований з метою виявлення дефектів в агрегатах, які повернулися з експлуатації. При цьому оцінка стану виробу, що діагностується, за допомогою вищеописаного методу звірялася з існуючими методиками регулювання, а також з результатами візуального огляду та обміру деталей, що входять до складу діагностованого виробу. Основними цілями експериментів було наступне:

- оцінка продуктивності та працездатності гідравлічного агрегату на різних режимах;
- визначення найбільш інформативних діагностичних ознак і мінімально необхідних конструктивних параметрів, що діагностуються, для оцінки стану агрегату з урахуванням конструктивних і функціональних особливостей досліджуваного агрегату на різних режимах його роботи;
- тестування та підтвердження ефективності методу діагностування в реальних умовах;
- отримання корисної інформації про можливості застосування розробленого методу діагностування, а також про можливі обмеження щодо його застосування.

У даному розділі описано план проведення експерименту, проведено детальний аналіз отриманих експериментальних даних, а також наведено результати застосування методу діагностування. Розділ складається з наступних частин:

- обґрунтування обраних режимів роботи та порядок перевірки агрегату на цих режимах;
- методика збору та попередньої обробки даних;

- обґрунтування вибору оцінюваних параметрів на підставі аналізу таблиць коефіцієнтів впливу зміни конструктивних параметрів на контрольовані параметри робочого процесу для кожного режиму роботи;
- покрокове застосування методу діагностування;
- інтерпретація результатів діагностування, включаючи порівняння з очікуваними показниками та експериментально отриманою оцінкою стану агрегату;
- короткий виклад основних висновків та їх значення для діагностування гідравлічних агрегатів;
- рекомендації для подальших досліджень та потенційних покращень діагностичного методу на основі отриманих даних.

4.1. Опис експерименту

На підприємстві АТ «ФЕД» було розроблено технологію ремонту за технічним станом гідромеханічного паливного регулятора. Основною частиною цієї технології є виявлення несправностей та їх локалізація з метою подальшого ремонту. Тому агрегат, що надійшов до ремонту, повинен пройти через наступні стадії технологічного процесу: вхідний контроль параметрів, локалізація несправностей, дефектація та сам ремонт виробу, з подальшим складанням і регулюванням. Методи параметричного діагностування дозволяють значно спростити та прискорити технологічний процес ремонту на етапі локалізації несправності. Проте ефективність аналізованого в роботі методу параметричного діагностування необхідно підтвердити. Тому дані про параметри з агрегатів, що пройшли вхідний контроль параметрів, використовувалися для оцінки якості класифікації несправних станів запропонованим методом діагностування [1].

Оскільки експеримент, що полягає в збиранні реальних даних із досліджуваних агрегатів, є частиною технологічного процесу вхідного контролю параметрів і дефектації, опишемо ці технологічні процеси детальніше.

Вхідний контроль параметрів. Розглянутий паливний регулятор виконує кілька функцій, як описувалося вище в розділі 2. Кожна з функцій агрегата

реалізується на певному режимі, що визначається декількома вхідними (заданими) параметрами: частота обертання ротора турбокомпресора $n_{\text{тк}}$ частота обертання ротора вільної турбіни $n_{\text{ст}}$, положення важелів керування двигуном $\alpha_{\text{руд}}$ і $\alpha_{\text{рост}}$, тиск повітря $P_{\text{в}}$, а також дискретні команди подачі живлення на електроклапани. При цьому слід зазначити, що дані, отримані на кожному з режимів, мають різний ступінь невизначеності [2], з точки зору оцінки технічного стану виробу. Це викликано конструктивними та функціональними особливостями аналізованого агрегату. Наприклад, паливний регулятор має в своєму складі насос, від продуктивності якого залежить функціонування решти вузлів агрегата, причому сам технічний стан цих вузлів мало впливає на продуктивність насоса. Тому з діагностичної точки зору дані, отримані на режимі перевірки продуктивності насоса, мають низький ступінь невизначеності. Виходячи з цього, цю перевірку необхідно проводити на початковому етапі. Інший приклад – це перевірка налаштування підпірно-запірного клапана відкриття другого контуру форсунок. Від налаштування цього клапана залежить рівень тиску перед та за дозуючим елементом, що необхідно враховувати при ідентифікації ММ агрегату; це важливий етап, який буде описано докладніше далі. Від налаштування даного клапана залежать також параметри регулятора – частоти обертання турбокомпресора і вільної турбіни. При цьому налаштування підпірно-запірного клапана другого контуру форсунок не залежить від налаштування інших клапанів і регуляторів. Відповідно, режим перевірки налаштування даного клапана розміщено на початку списку. Вхідний контроль параметрів складається з наступних перевірок справної роботи агрегату:

1. Перевірка тиску від КПТ.
2. Перевірка тиску відкриття підпірно-запірного клапана другого контуру форсунок.
3. Перевірка продуктивності качаючого вузла.
4. Перевірка тиску, пропорційного квадрату частоти обертання $n_{\text{тк}}$.
5. Перевірка роботи КПП.

6. Перевірка першої точки земної характеристики АП, перевірка перепаду тиску на диференціальному клапані ΔP_m та на ДГ АП $\Delta P_{АП}$.
7. Перевірка другої точки земної характеристики АП.
8. Перевірка обмежувача максимальної витрати палива.
9. Перевірка налаштування регулятора РО ТК на режимі МГ.
10. Перевірка налаштування регулятора РО ТК на режимі обмеження максимальної частоти обертання $n_{ТК}$.
11. Перевірка налаштування регулятора РО ВТ.
12. Перевірка налаштування регулятора СП.
13. Перевірка динамічних характеристик регулятора РО ВТ.

Перевірки розміщені в порядку, в якому вони проводилися. Вони розташовані таким чином, що дефекти, виявлені на кожній подальшій перевірці, не впливають на дефекти, виявлені на попередніх перевірках. Цей порядок дозволяє підвищити інформативність отриманих даних [1, 2, 3] і таким чином зменшити кількість можливих причин виникнення несправностей.

Наступний необхідний етап експериментального дослідження – це підтвердження коректності результатів класифікації технічного стану методом діагностування. Для виконання цієї мети зазвичай у досліджуваний агрегат спочатку закладають технічну несправність [4]. Наприклад, встановлюють пружину з жорсткістю, яка не відповідає вимогам КД, або налаштовують агрегат так, щоб він не відповідав ТУ. Після цього результат класифікації порівнюється із завідомо відомою апріорною інформацією про дефект.

У даному випадку експеримент поєднаний з технологічним процесом ремонту за технічним станом. Усі досліджені агрегати надійшли з експлуатації, й інформація про їхній технічний стан була обмеженою. Тому етап підтвердження результатів класифікації дефекту методом діагностування було організовано в такий спосіб. При кожній із перевірок вимірюється контрольований параметр. У разі виявлення невідповідності контрольованого параметра вимогам технічних умов агрегат регулюють відповідно до технологічного процесу з метою усунення

даної невідповідності. Якщо відрегулювати агрегат не вдається, цей дефект фіксується в протоколі випробувань і після завершення всіх перевірок агрегат спрямовується на дефектацію. На етапі дефектації агрегат розбирається, і для всіх деталей і вузлів, що працюють на режимах з виявленими несправностями, виконується перевірка відповідності розмірів конструкторській документації. Таким чином, результат класифікації дефектів методом діагностування порівнюватиметься з результатом повторного регулювання агрегату або з результатами обмірів деталей та вузлів на етапі дефектації [1].

4.2. Опис умов проведення експерименту

Вхідний контроль параметрів досліджуваного агрегату проводився на тому самому гідравлічному стенді, на якому проводиться регулювання та пред'явлення агрегатів даного типу. При цьому під час проведення перевірок осцилографувалися всі параметри робочого процесу, зазначені в таблиці 4.1 [1]. Основна частина зазначених параметрів є діагностичними ознаками методу діагностування. При проведенні перевірок використовувалися засоби виміральної техніки (ЗВТ) з метрологічними та технічними характеристиками, зазначеними в табл. 4.1. Час осцилографування на режимі становить мінімум 10 с. Частота осцилографування – 20 Гц.

Таблиця 4.1. Параметри робочого процесу досліджуваного агрегата, що осцилографувалися

Позначення	Опис місця вимірювання тиску	ЗВТ
$P_{\text{повітря}}$	Тиск повітря, підведеного до АЗ та АП	ДТ17 – АЗ, ДТ18 – АП
$G_{\text{п}}$	Витрата палива на виході з паливного регулятора	Вимірник витрати ВВ Kracht VC 1 K 2 F 3 R 2 S від 0,4 до 80 л/хв
$P_{1\text{к}}$	Тиск палива перед 1 контуром форсунок	Датчик тиску ДТЗ ADZ Nagano 0...100 кгс/см ²
$P_{2\text{к}}$	Тиск палива перед 2 контуром форсунок	Датчик тиску ДТ9 ADZ Nagano 0...100 кгс/см ²

Позначення	Опис місця вимірювання тиску	ЗВТ
P_H	Тиск палива за насосом НР-3	Датчик тиску ДТ14 ADZ Nagano 0...100 кгс/см ²
$P_{ОДГ}$	Тиск палива за основною голкою, що дозує.	Датчик тиску ДТ4 ADZ Nagano 0...100 кгс/см ²
$P_{АП}$	Тиск палива за дозуючою голкою АП	Датчик тиску ДТ5 ADZ Nagano 0...100 кгс/см ²
$P_{Ю}$	Тиск у порожнині «Ю»	Датчик тиску ДТ12 ADZ Nagano 0...100 кгс/см ²
$P_{КМТ\ TK}$	Тиск палива за КМТ ТК	Датчик тиску ДТ16 ADZ Nagano 0...100 кгс/см ²
$P_{СП}$	Тиск палива за СП	Датчик тиску ДТ15 ADZ Nagano 0...100 кгс/см ²
$P_{ДФКЛ}$	Тиск палива в порожнині дифклапану БК	Датчик тиску ДТ10 ADZ Nagano 0...25 кгс/см ²
$P_{ПТК}$	Тиск палива, пропорційний $n_{ТК}^2$	Датчик тиску ДТ11 ADZ Nagano 0...25 кгс/см ²
$P_{зливу}$	Тиск зливу	Датчик тиску ДТ2 ADZ Nagano 0...10 кгс/см ²
$P_{екв}$	Тиск перед еквівалентом спротиву камери згоряння	Датчик тиску ДТ8 ADZ Nagano 0...100 кгс/см ²
$P_{КПТ}$	Тиск за КПТ	Датчик тиску ДТ13 ADZ Nagano 0...25 кгс/см ²

Для перевірки динамічних характеристик агрегата було розроблено спеціальну методику. Як реєстровані параметри використовуються амплітуда та фазові запізнення вихідних сигналів, одержувані при знятті АЧХ і ФЧХ характеристик регулятора. АЧХ та ФЧХ формується для вихідних сигналів тиску палива в першому контурі $P_{1к}$, тиску палива в другому контурі $P_{2к}$, масової витрати палива $G_{П}$. Для зняття характеристик привід регулятора частоти

обертання турбокомпресора $n_{\text{ТК}}$ виконується за допомогою електродвигуна 2 (рис. 4.1.) з постійною частотою обертання. Привід регулятора частоти обертання вільної турбіни $n_{\text{ВТ}}$ виконується електродвигуном 1 з частотою обертання, яка змінюється за синусоїдальним законом. Одночасно з цим відбувається запис датчиком тиску 4 значення тиску $P_{1\text{К}}$, датчиком 5 – тиску $P_{2\text{К}}$, витратоміром 11 – масової витрати палива $G_{\text{П}}$.

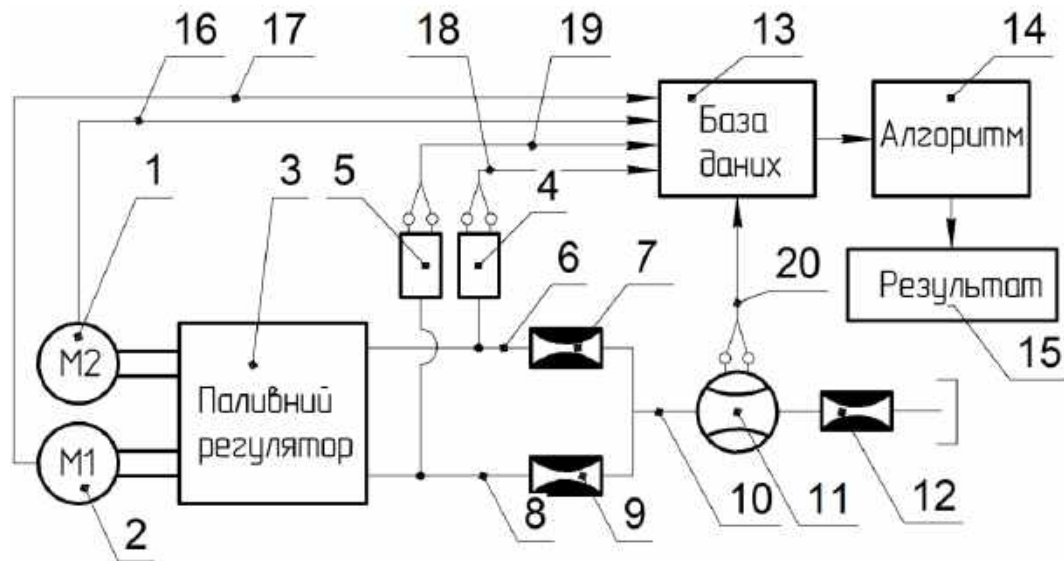


Рис. 4.1. Схема стенду для зняття АЧХ та ФЧХ паливного регулятора

- 1 - електродвигун приводу $n_{\text{ВТ}}$; 2 - електродвигун приводу $n_{\text{ТК}}$; 3 – паливний регулятор; 4 – датчик тиску палива в першому контурі; 5 – датчик тиску палива в другому контурі; 6, 8, 10 – гідролінійна магістраль; 7 – дросель першого контуру; 9 – дросель другого контуру; 11 – витратомір масової витрати палива; 12 – дросель еквівалентного опору; 13 – база даних $n_{\text{ТК}}$, $n_{\text{ВТ}}$, $P_{1\text{К}}$, $P_{2\text{К}}$, $G_{\text{П}}$; 14 – алгоритм обробки бази даних та класифікації; 15 – результат класифікації; 16, 17, 18, 19, 20 – лінії передачі інформації цифровими каналами

Режим, на якому знімаються характеристики, відповідає режиму налаштування регулятора обертів вільної турбіни. Зміна частоти обертання $n_{\text{ВТ}}$ за синусоїдальним законом відбувається для 4 значень частот 0,4, 0,5, 0,75, 1 Гц. Запис вихідних сигналів на кожній частоті триває 20 секунд. З метою збору більш детальної інформації про збільшення впливу сил тертя на АЧХ, ФЧХ при малих амплітудах зміни вхідного сигналу, зміна $n_{\text{ВТ}}$ за синусоїдальним законом відбувається для чотирьох значень амплітуд 300, 100, 50, 20 об/хв.

Значення n_{TK} , n_{BT} , P_{1K} , P_{2K} , G_P при зміні n_{BT} на всіх зазначених частотах і амплітудах записуються в базу даних 13.

Алгоритм 14 перетворює часовий ряд кожного записаного вихідного сигналу з бази даних 13 в амплітуду та фазові запізнення відносно сигналу n_{BT} . У табл. 4.2 наведено зазначений перетворений алгоритмом 14 набір параметрів, що використовуються для опису АЧХ та ФЧХ паливного регулятора.

Таблиця 4.2. Параметри АЧХ та ФЧХ

Фазове запізнення на етапі прийомистості $\theta_{пр}$, ° для 4 частот, Гц				Фазове запізнення на етапі скидання $\theta_{ск}$ для °4 частот, Гц				Амплітуда М вихідного сигналу для 4 частот, Гц			
0,4	0,5	0,75	1	0,4	0,5	0,75	1	0,4	0,5	0,75	1
$\theta_{пр}$	$\theta_{пр}$	$\theta_{пр}$	$\theta_{пр}$	$\theta_{ск}$	$\theta_{ск}$	$\theta_{ск}$	$\theta_{ск}$	М	М	М	М

4.3. Визначення діагностичних ознак та конструктивних параметрів, що діагностуються, для перевірок

Вхідний контроль параметрів було проведено для семи агрегатів. За результатами вхідного контролю в кожному з агрегатів виявлено несправності на різних перевірках:

Перевірка 1. Перевірка налаштування підпірно-запірного клапана 2-го контуру форсунок.

Перевірка 2. Перевірка першої точки земної характеристики АП, перевірка перепаду тиску на ДГ АП $\Delta P_{АП}$;

Перевірка 3. Перевірка другої точки земної характеристики АП;

Перевірка 4. Перевірка налаштування регулятора РО ТК на режимі обмеження максимальної частоти обертання n_{TK} ;

Перевірка 5. Перевірка налаштування регулятора РО ВТ.

Для першої перевірки контрольованим параметром є тиск відкриття підпірно-запірного клапана другого контуру форсунок P_{2K} , який має становити 25 ± 1 кгс/см².

У другій перевірці контрольований параметр – це перепад тиску палива на ДГ АП, який розраховується як різниця між тиском палива за дозуючою голкою

АП $P_{АП}$ і тиском палива за основною дозуючою голкою $P_{ОДГ}$. Значення перепаду тиску має становити $\Delta P_{АП} = 7,5 \pm 0,5$ кгс/см². У інших перевірках контрольований параметр – це витрата палива. Необхідні значення та допустимі діапазони контрольованих параметрів у залежності від перевірки перевіряються в таблиці 4.3 [1].

Таблиця 4.3. Значення контрольованих параметрів на перевірках, що виконуються

Перевірка, що виконується	Вимога
Перевірка налаштування підпірно -запірного клапана 2-го контуру форсунок	$P_{1к} = 25 \pm 1$ кгс/см ²
Перевірка першої точки земної характеристики АП; перевірка перепаду тиску на ДГ АП $\Delta P_{АП}$	$G_{П} = 180 \pm 10$ кг/год, $\Delta P_{АП} = 7,5 \pm 0,5$ кгс/см ² ,
Перевірка другої точки земної характеристики АП	$G_{П} = 454 \pm 22$ кг/год
Перевірка налаштування регулятора РО ТК на режимі обмеження максимальної частоти обертання $n_{ТК}$	$G_{П} = 480 \pm 8$ кг/год
Перевірка налаштування регулятора РО ВТ	$G_{П} = 330 \pm 5$ кг/год

Осцилографування параметрів робочого процесу при перевірці тиску відкриття підпірно-запірного клапана другого контуру не проводилося через відсутність необхідності діагностування на цій перевірці. Оскільки функціонування підпірно-запірного клапана не залежить від роботи інших вузлів агрегату, будь-яка невідповідність контрольованого тиску $P_{1к}$ може бути викликана тільки дефектом у самому клапані, що складається із золотника з втулкою та пружини. Такого рівня локалізації несправності цілком достатньо для його швидкого усунення в умовах виробництва. Оскільки неправильне налаштування підпірно-запірного клапана 2-го контуру форсунок впливає на правильність налаштування інших регуляторів досліджуваного агрегату, з метою усунення додаткового фактора, що викликає несправність на інших режимах, у разі виявлення невідповідності підпірно-запірний клапан регулювався відповідно до технологічного процесу перед тим як виконувалася наступна перевірка.

Перед тим, як приступити до виявлення причин несправностей та локалізації несправностей за допомогою методу діагностування для кожної перевірки з табл. 4.3 (крім перевірки 1), необхідно визначити перелік діагностованих конструктивних параметрів агрегата, відхилення від норми яких може вплинути на зміни контрольованого параметра робочого процесу. З цією метою за допомогою ММ агрегата для кожної перевірки було визначено наявність впливу зміни конструктивного параметра на контрольовані параметри робочого процесу. Цей аналіз проводився наступним чином. Для кожного з конструктивних параметрів, що використовуються в ММ, по черзі вносилися відхилення на 5 % від нормального стану в бік додатних і від'ємних значень. При цьому фіксувалася зміна контрольованого параметра робочого процесу, абсолютна величина якого повинна становити мінімум 1,5 %, що є граничним допустимим відхиленням згідно з технічними умовами на агрегат. Наявність відхилення контрольованого параметра від норми на 1,5 % і більше вказує на достатній рівень впливу конструктивного параметра на контрольований параметр робочого процесу. Такий же аналіз був виконаний для відхилень конструктивних параметрів на 40 % від нормальних значень у бік додатних і від'ємних значень. Конструктивний параметр, який при відхиленні в межах 5 – 40% в обидві боки викликає зміну контрольованого параметра робочого процесу на 1,5 % і більше, відбирається як параметр, що діагностується. У першому наближенні для кожної перевірки був сформований перелік конструктивних параметрів, що діагностуються, представлений в таблицях 4.4, 4.5, 4.6, 4.7.

Таблиця 4.4. Перелік конструктивних параметрів, що впливають на контрольовані параметри робочого процесу при перевірці 2

Перевірка 2	732 жиклер	$S_{ODГ}$	S_{mem0}	Дросель Д	Дросель зл. дифкл.	$S_{дфкл}$	$k_{дфкл}$	$x_{дфкл}$
Перевірка 2	Продук.-насоса	Проливка кл. ТК	Проливка кл. ВТ'	відкриття зол. ПТК1	відкриття зол. ПТК2	14 ГВИНТ		

Таблиця 4.5. Перелік конструктивних параметрів, що впливають на контрольований параметр робочого процесу при перевірці 3

Пере- вірка 3	732 жиклер	$S_{ODГ}$	S_{mem0}	Дросель Д	Дросель зл. дифкл.	$S_{дфкл}$	$k_{дфкл}$	$x_{дфкл}$
Пере- вірка 3	Продук.- насоса	Проливка кл. ТК	Проливка кл. ВТ	відкриття зол. п _{ТК1}	відкриття зол. п _{ТК2}	14 гвинт		

Таблиця 4.6. Перелік конструктивних параметрів, що впливають на контрольований параметр робочого процесу при перевірці 4

Пере- вірка 4	732 жиклер	$S_{ODГ}$	Дросель 2к	Екв. дросель	S_{RK}	k_{RK}	Дросель зл. дифкл.	Продук. насоса
Пере- вірка 4	1 гвинт	Коеф С тах ТК	k_{163} пружина ТК	k_{164} пружина ТК	Діам кл ТК			

Таблиця 4.7. Перелік конструктивних параметрів, що впливають на контрольований параметр робочого процесу на перевірці 5

Пере- вірка 5	732 жиклер	Дросель СП	$S_{ODГ}$	Дросель 1к	Дросель 2к	Екв. дросель	S_{RK}	k_{RK}	$x_{ODГ}$
Пере- вірка 5	k_{RK}	x_{RK}	Проливка кл. ТК	Проливка кл. ВТ	3 гвинт	4 гвинт	Діам кл. ВТ'	k_{263}	Коеф. С тах. ВТ

Поданий у таблицях 4.4, 4.5, 4.6, 4.7 перелік параметрів, що діагностуються, досить великий. Багато з цих параметрів виконують однакові функції, наприклад, затяжка пружини та жорсткість пружини. Відповідно, якщо будь-які параметри, що діагностуються, сильно корелюють за ступенем впливу на діагностичні ознаки, розрізнити їх неможливо [5]. В умовах виробництва для ремонту агрегату достатньо рівня локалізації несправності, при якому дефект визначається на рівні найменшого складального вузла (наприклад, втулка-золотник клапана та пружина). З метою виключення конструктивних параметрів, що значно корелюють між собою за ступенем впливу на діагностичні ознаки, було розраховано кореляційну матрицю R для кожної перевірки [6].

Розрахунок кореляційної матриці проводився за такою формулою:

$$R_{ij} = \frac{\sum_{i=1}^n (H_{ij} - \bar{H}_j)(H_{ik} - \bar{H}_k)}{\sigma_i \cdot \sigma_j}, \quad (4.1)$$

де H_{ij} і H_{ik} – елементи матриці коефіцієнтів впливу N конструктивних параметрів на діагностичні ознаки;

n – кількість діагностичних ознак;

$\bar{H}_j$ і $\bar{H}_k$ – середні значення стовпців j і k ;

σ_i і σ_j – стандартні відхилення стовпців i та j вихідної матриці N .

Для прикладу в табл. 4.8 наведено значення коефіцієнтів кореляції між коефіцієнтами впливу конструктивних параметрів для перевірки 2.

Таблиця 4.8. Значення коефіцієнтів кореляції між коефіцієнтами впливу конструктивних параметрів для перевірки 2

	732 жиклер	$S_{\text{ОДГ}}$	$S_{\text{ОДГ}}$	$S_{\text{мем0}}$	Дросель Д	Дросель зл. дифкл.	$S_{\text{дфкл}}$	$k_{\text{дфкл}}$	$X_{\text{дфкл}}$	Продук. насоса	Проливк а кл. ТК	Проливк а кл. ВТ	відкритт я зол. п _{ТК1}	відкритт я зол. п _{ТК2}	14 гвинт
732 жиклер	1.0000	-0.4779	-0.2898	0.3107	-0.3588	0.3173	-0.3251	0.3181	0.3179	-0.0246	-0.9978	-0.9978	0.2827	0.2828	0.2182
$S_{\text{ОДГ}}$	-0.4779	1.0000	0.1896	-0.7725	0.8146	-0.7793	0.9096	-0.9042	-0.9049	-0.4876	0.4954	0.4534	-0.8107	-0.8108	-0.7200
$S_{\text{ОДГ}}$	-0.2898	0.1896	1.0000	-0.0339	0.0851	-0.0411	0.0287	-0.0210	-0.0207	0.1039	0.2827	0.2724	-0.0185	-0.0193	0.0589
$S_{\text{мем0}}$	0.3107	-0.7725	-0.0339	1.0000	-0.9940	0.9998	-0.9154	0.9167	0.9153	0.3485	-0.3046	-0.2908	0.8221	0.8217	0.9886
Дросель Д	-0.3588	0.8146	0.0851	-0.9940	1.0000	-0.9957	0.9139	-0.9138	-0.9125	-0.3537	0.3517	0.3383	-0.8190	-0.8187	-0.9719
Дросель зл. дифкл.	0.3173	-0.7793	-0.0411	0.9998	-0.9957	1.0000	-0.9158	0.9169	0.9155	0.3501	-0.3111	-0.2973	0.8221	0.8217	0.9872
$S_{\text{дфкл}}$	-0.3251	0.9096	0.0287	-0.9154	0.9139	-0.9158	1.0000	-0.9999	-0.9998	-0.4827	0.3411	0.3000	-0.8928	-0.8925	-0.9009
$k_{\text{дфкл}}$	0.3181	-0.9042	-0.0210	0.9167	-0.9138	0.9169	-0.9999	1.0000	1.0000	0.4840	-0.3344	-0.2931	0.8951	0.8949	0.9038
$X_{\text{дфкл}}$	0.3179	-0.9049	-0.0207	0.9153	-0.9125	0.9155	-0.9998	1.0000	1.0000	0.4876	-0.3345	-0.2926	0.8980	0.8978	0.9025
Продук. насоса	-0.0246	-0.4876	0.1039	0.3485	-0.3537	0.3501	-0.4827	0.4840	0.4876	1.0000	-0.0106	0.0432	0.6091	0.6104	0.3251
Проливк а кл. ТК	-0.9978	0.4954	0.2827	-0.3046	0.3517	-0.3111	0.3411	-0.3344	-0.3345	-0.0106	1.0000	0.9944	-0.3111	-0.3114	-0.2131
Проливк а кл. ВТ	-0.9978	0.4534	0.2724	-0.2908	0.3383	-0.2973	0.3000	-0.2931	-0.2926	0.0432	0.9944	1.0000	-0.2486	-0.2487	-0.1991
відкритт я зол. п _{ТК1}	0.2827	-0.8107	-0.0185	0.8221	-0.8190	0.8221	-0.8928	0.8951	0.8980	0.6091	-0.3111	-0.2486	1.0000	1.0000	0.8103
відкритт я зол. п _{ТК2}	0.2828	-0.8108	-0.0193	0.8217	-0.8187	0.8217	-0.8925	0.8949	0.8978	0.6104	-0.3114	-0.2487	1.0000	1.0000	0.8098
14 гвинт	0.2182	-0.7200	0.0589	0.9886	-0.9719	0.9872	-0.9009	0.9038	0.9025	0.3251	-0.2131	-0.1991	0.8103	0.8098	1.0000

За результатами кореляційних матриць були відкинуті пари параметрів, що діагностуються, які мають коефіцієнт кореляції більше 0,99 [1]. Виходячи з аналізу роботи методу діагностування, викладеного в розділі 3, дефекти практично не помітні між собою, якщо вони викликані відхиленнями конструктивних параметрів, що мають кореляційну залежність, близьку до 1. Додатково були відкинуті параметри, що діагностуються, значне відхилення яких від норм КД мало ймовірно. До таких параметрів відносяться площі $S_{\text{одг}}$ гідравлічного циліндра, що приводить до руху основну дозуючу голку. Низька ймовірність зміни діаметра ущільнення гідроциліндра пояснюється серійною технологією його виготовлення. Ущільнювана манжета гідроциліндра виконана литтям гуми в спеціальну оправку, розміри якої постійні. Відкинувши вищевказані конструктивні параметри, для кожного режиму було сформовано перелік конструктивних параметрів, що діагностуються, який представлений в таблицях 4.9, 4.10, 4.11, 4.12.

Таблиця 4.9. Перелік параметрів, що діагностуються, для перевірки 2

Перевірка 2	$S_{\text{мем0}}$	Дросель Д	$k_{\text{дфкл}}$	Проливка кл. ВГ	Продук. насоса	відкриття зол. п _{ТК1}	14 гвинт
----------------	-------------------	-----------	-------------------	--------------------	-------------------	------------------------------------	-------------

Таблиця 4.10. Перелік параметрів, що діагностуються, для перевірки 3

Перевірка 3	$S_{\text{мем0}}$	Дросель Д	$k_{\text{дфкл}}$	Проливка кл. ВГ	Продук. насоса	відкриття зол. п _{ТК1}	14 гвинт
----------------	-------------------	-----------	-------------------	--------------------	-------------------	------------------------------------	-------------

Таблиця 4.11. Перелік параметрів, що діагностуються, для перевірки 4

Перевірка 4	732 жиклер	Продук. насоса	1 гвинт	Коеф С тах тк	k_{164} пружина ТК'	Діам кл ТК
----------------	---------------	----------------	---------	---------------	-----------------------	------------

Таблиця 4.12. Перелік параметрів, що діагностуються, для перевірки 5

Перевірка 5	732 жиклер	Дросель СП	$k_{\text{одг}}$	3 гвинт	k_{263}	Коеф. С тах. ВГ
-------------	------------	------------	------------------	---------	-----------	-----------------

4.4. Ідентифікація ММ агрегату

Діагностування гідроагрегатів у просторі вимірюваних параметрів робочого процесу з використанням еталонних моделей, у яких спочатку закладена можливість моделювання дефектів, тягне за собою необхідність ідентифікації та уточнення цих моделей з використанням реальних експериментальних даних [7, 8]. Необхідність ідентифікації діагностичної ММ визначається кількома причинами.

Еталонні моделі з відомими дефектами служать основою для оцінювання технічного стану досліджуваного виробу, однак можуть неточно відображати конкретний аналізований гідравлічний агрегат, що характеризується набором певних діагностичних ознак. Кожна гідравлічна система має унікальні характеристики, зумовлені наявністю відхилень параметрів деталей та складальних одиниць у межах призначених допусків, а також різними умовами експлуатації. Реальні експериментальні дані конкретного виробу дозволяють відкалібрувати та уточнити еталонну модель, наблизивши її характеристики до характеристик досліджуваного агрегату.

Гідравлічні агрегати можуть випробовуватися на різних випробувальних стендах, кожен з яких має власний гідравлічний опір. Зміна гідравлічного опору стенду значно впливає на роботу агрегата і може спричинити зміну контрольованих параметрів робочого процесу. Реальні дані допомагають скоригувати модель з урахуванням таких змінних як гідравлічний опір стенда.

Гідравлічний опір випробувального стенда, на якому проводився даний експеримент, складається з еквівалентних опорів першого контуру форсунок, другого контуру форсунок та камери згоряння. Гідравлічний опір зазначених елементів визначається прохідним перерізом дроселя, поміщеного в канал течії робочої рідини. У ММ агрегата ці дроселі характеризуються площами прохідних перерізів $F_{1к}$, $F_{2к}$, $F_{екв}$. Зміна опору цих елементів веде до зміни тиску робочої рідини в усіх точках вимірювання, а також викликає зміну контрольованого

параметра (витрати палива) на режимах роботи регуляторів РО ТК і РО ВТ. Подібним чином впливає на роботу агрегата налаштування відкриття підпірно-запірного клапана другого контуру форсунок (перевірка 1 табл. 4.3). Налаштування цього підпірно-запірного клапана має дуже широкий допуск щодо тиску відкриття та початкової витрати робочої рідини при відкритті клапана. Зміна налаштувань підпірно-запірного клапана другого контуру форсунок у межах зазначеного допуску, також як зміна опору стенду, призводить до значної зміни тиску палива в точках вимірювання та зміни контрольованої витрати палива на режимах роботи регуляторів РО ТК, РО ВТ. У ММ налаштування відкриття клапана задане значенням жорсткості пружини k_{RK} та її зтяжки x_{RK} . Тому для ідентифікації ММ були підібрані значення параметрів F_{1k} , F_{2k} , $F_{екв}$, k_{RK} , x_{RK} таким чином, щоб розрахункове значення тиску в точці вимірювання P_{1k} збігалось з реальними експериментальними даними. У результаті підбору абсолютна помилка між розрахунковими значеннями тиску робочої рідини P_{1k} та експериментальними значеннями не перевищувала $1,5 \text{ кгс/см}^2$ [1]. Приклад зміни тиску P_{1k} до підбору зазначених конструктивних параметрів і після для ММ агрегату №652 наведено в табл. 4.13.

Таблиця 4.13. Параметри робочого процесу досліджуваного агрегату, а також ММ до і після ідентифікації тиску P_{1k}

Параметр	Після рег.	ММ	ММ ідентиф.
$G_{П}, \text{м}^3/\text{с}$	6.39E-05	6.48E-05	6.49E-05
$P_{1k}, \text{Па}$	3313700	2956455	3223633
$P_{2k}, \text{Па}$	583175	129843.3	416807.3
$P_{АП}, \text{Па}$	3968425	3472414	3735960
$P_{ОДГ}, \text{Па}$	4722750	4234077	4498099
$P_{Н}, \text{Па}$	5004975	4527918	4791700
$P_{ДФКЛ}, \text{Па}$	970425	901782.6	902507.9
$P_{ПТК}, \text{Па}$	789600	725773.3	726582.1
$P_{Ю}, \text{Па}$	4211125	3748461	3989055
$P_{КМТ\text{ ТК}}, \text{Па}$	4383125	3822108	4062412
$P_{СП}, \text{Па}$	4314250	3806928	4046207
$P_{КПТ}, \text{Па}$	1733500	1699446	1701173

Правильний підбір параметрів вихідного опору дозволяє привести розрахункові значення тиску палива у вузлових точках, розташованих до

підпірно-запірного клапана, до одного рівня з експериментальними даними. Таким чином, у результаті ідентифікації значно полегшується розв'язання завдання діагностування, оскільки в іншому випадку вирішувалася б проблема локалізації несправностей спричинених багаторазовими дефектами. До того ж, експеримент побудований таким чином, що діагностична цінність параметрів $F_{1к}$, $F_{2к}$, $F_{екв}$, k_{RK} , x_{RK} для перевірок 2, 3, 4, 5 невелика, оскільки дані параметри перевіряються та підлаштовуються під час перевірки стендового обладнання та перевірки тиску відкриття підпірно-запірного клапана другого контуру форсунок, що виконується на самому початку.

4.5. Аналіз результатів застосування методу діагностування

Унаслідок проведення вхідного контролю параметрів було перевірено 7 агрегатів [1]. Для кожного з агрегатів було виявлено низку невідповідностей вимогам технічних умов при різних перевірках. У таблиці 4.14 для кожного досліджуваного агрегата надано в безрозмірному вираженні значення відхилень контрольованого параметра (витрати палива) для кожної перевірки, на якій було виявлено несправність.

Таблиця 4.14. Значення відхилень контрольованої витрати палива для кожного досліджуваного агрегату

№ агрегата	Перевірка 2	Перевірка 3	Перевірка 4	Перевірка 5
652	-0.08096	-0.05806	0.07533	-0.14102
712	-0.05012	-0.06425	0.163871	-0.23646
125	-	-	0.15612	-0.49463
608	-0.1058	-0.14972	-	-0.24383
246	-	-	-	-0.07391
1044	-	-	-0.46041	0.359398
7044	-	-	-0.61575	0.333909

Значення діагностичних ознак, отримані в результаті експерименту, для всіх зазначених агрегатів на кожній з перевірок, були усереднені. У таблиці 4.15 наведено приклад для агрегата №652. Для Перевірки 5 були видалені з числа діагностичних ознак такі параметри робочого процесу з огляду на їх низьку інформативність: $P_{дфкл}$, $P_{птк}$, $P_{КПТ}$.

Таблиця 4.15. Значення діагностичних ознак зафіксованих на кожній перевірці для агрегата №652

Позначення	Перевірка 2	Перевірка 3	Перевірка 4	Перевірка 5
$G_{\Pi}, \text{м}^3/\text{с}$	5.96E-05	1.52E-04	1.84E-04	1.01E-04
$P_{1к}, \text{Па}$	3255025	3959250	4101750	3688408
$P_{2к}, \text{Па}$	568450	1430400	1998500	803582.1
$P_{\text{АП}}, \text{Па}$	3908400	4642750	4803725	4350846
$P_{\text{ОДГ}}, \text{Па}$	4780500	5612350	5958650	4802736
$P_{\text{Н}}, \text{Па}$	5062525	5920550	6270025	5113234
$P_{\text{ДФКЛ}}, \text{Па}$	970450	1190125	1118200	-
$P_{\text{ПТК}}, \text{Па}$	789125	1013375	1142725	-
$P_{\text{Ю}}, \text{Па}$	4270275	5053125	5339975	4277313
$P_{\text{КМТ ТК}}, \text{Па}$	4444125	5095000	5074650	4039502
$P_{\text{СП}}, \text{Па}$	4375875	4998600	4927450	3662388
$P_{\text{КПТ}}, \text{Па}$	1667075	1722250	1790200	-

4.5.1. Аналіз результатів застосування методу діагностування на перевірках 2 та 3

Розглянемо поетапно застосування методу діагностування для локалізації несправності в агрегаті №652 при перевірці 2. На початковому етапі необхідно ідентифікувати ММ агрегату для перевірки 2. Для цього були підібрані параметри $F_{1к}$, $F_{2к}$, $F_{\text{екв}}$, $k_{\text{РК}}$ таким чином, щоб при розрахунковій витраті палива, рівній експериментальній витраті палива, розрахункові значення тиску палива $P_{1к}$ відрізнялися від експериментальних значень не більше ніж на $1,5 \text{ кгс/см}^2$. Після цього за допомогою ідентифікованої ММ був отриманий вектор істинних значень параметрів робочого процесу для цієї перевірки Y_0 . Виходячи з того, що метод

діагностування оперує відносними відхиленнями параметрів робочого процесу, було розраховано вектор відносних відхилень δY :

$$\delta Y = \frac{Y - Y_0}{Y_0}, \quad (4.2)$$

де Y – вектор значень вимірних параметрів робочого процесу.

У табл. 4.16 для агрегата №652 і перевірки 2 наведені вектор параметрів робочого процесу Y , отриманий в результаті експерименту, вектор дійсних параметрів робочого процесу Y_0 , отриманий в результаті розрахунку ММ, і вектор відносних відхилень параметрів δY .

Таблиця 4.16. Вектори вимірних значень параметрів, дійсних розрахованих параметрів та вектор відносних відхилень параметрів (діагностичних ознак)

Параметр	Y	Y_0	δY
$G_{П}, \text{м}^3/\text{с}$	5.96E-05	6.49E-05	-0.08096
$P_{1к}, \text{Па}$	3255025	3223633	0.009738
$P_{2к}, \text{Па}$	568450	416807.3	0.36382
$P_{АП}, \text{Па}$	3908400	3735960	0.046157
$P_{ОДГ}, \text{Па}$	4780500	4498099	0.062782
$P_{Н}, \text{Па}$	5062525	4791700	0.05652
$P_{дфкл}, \text{Па}$	970450	902507.9	0.075281
$P_{пгк}, \text{Па}$	789125	726582.1	0.086078
$P_{Ю}, \text{Па}$	4270275	3989055	0.07049
$P_{КМТ\text{ ТК}}, \text{Па}$	4444125	4062412	0.093962
$P_{СП}, \text{Па}$	4375875	4046207	0.081476
$P_{КПТ}, \text{Па}$	1667075	1701173	-0.02004

Відповідно до умовних позначень, введених у розділі 3, позначимо вектор відносних відхилень вимірювань як $\vec{Z}^*$.

Значення вектора відносних відхилень дійсних параметрів робочого процесу $\vec{Z}$ та вектора відносних відхилень вимірювань $\vec{Z}^*$ необхідно нормалізувати, розділивши кожне відносне відхилення параметра робочого процесу на відповідне безрозмірне середньоквадратичне відхилення $\sigma_{\bar{y}_i}$:

$$Z_i = \frac{\delta Y}{\sigma_{\bar{y}_i}}; \quad (4.3)$$

$$\sigma_{\bar{p} \ i} = \frac{\sigma_i}{Y_{0i}}. \quad (4.4)$$

Для цієї перевірки було розраховано матрицю коефіцієнтів впливу, яка наведена у таблиці 4.17.

Таблиця 4.17. МКВ для перевірки 2 агрегати №652

Параметр	S _{мем0}	Дросель Д	k _{дфклн}	Проливка кл. ВТ	Продук. насоса	відкриття зол. п _{ткл}	14 гвинт
G _П	2.388381	-0.95437	0.113579	-0.00453	-0.00012	0.425753	0.301967
P _{1к}	0.694873	-0.36756	0.031832	-0.00076	-0.00024	0.119594	0.084969
P _{2к}	11.50914	-3.65648	0.480829	-0.0194	-0.00068	1.83465	1.29245
P _{АП}	0.602614	-0.3191	0.027698	-0.00049	-0.00019	0.103815	0.073685
P _{ОДГ}	1.358532	-0.58121	0.061724	-0.00176	-7.36E-05	0.232056	0.061199
P _Н	1.273371	-0.54487	0.057502	-0.00211	0.002132	0.217228	0.057086
P _{дфкл}	0.00961	-0.00691	0.226209	-0.00958	0.00212	0.858835	-0.00092
P _{пгк}	0.016462	-0.00981	-0.00043	-0.00183	0.001337	1.068246	-0.00055
P _Ю	1.405344	-0.6007	0.063893	-0.00147	6.50E-05	0.24077	0.06417
P _{КМТ ТК}	1.371144	-0.58721	0.061971	-0.07018	-0.00035	0.233966	0.061906
P _{СП}	1.371757	-0.58627	0.062413	-0.07799	-2.42E-05	0.234683	0.062071
P _{КПТ}	0.019159	-0.00946	0.000714	-0.00031	0.000634	-0.00816	0.000817

Для спрощення завдання та попередньої оцінки якості методу діагностування, МКВ була розрахована при відхиленнях конструктивних параметрів у додатний бік на 5%. З аналізу отриманих результатів діагностування, за необхідності, можна застосувати набір матриць МКВ для відхилень конструктивних параметрів різної величини.

Далі за допомогою лінійної ММ (формули (4.5) та (4.6)) було визначено вектори відхилень діагностичних ознак, які відповідають несправному та непрацездатному станам на даній перевірці:

$$OH_{нс \ i} = H_{ij} \cdot X_{нс \ j}; \quad (4.5)$$

$$OH_{нп \ i} = H_{ij} \cdot X_{нп \ j}, \quad (4.6)$$

де $X_{нс \ j}$ – відхилення j-го конструктивного параметра, що приводить об'єкт у несправний стан;

X_{nnj} – відхилення j -го конструктивного параметра, яке приводить об'єкт у непрацездатний стан.

Значення кожного з відхилень конструктивних параметрів X_{ncj} , що діагностуються, підбиралися до моменту досягнення значення відхилення витрати палива OH_{nc} 0,015 (1,5 %). Аналогічно, значення кожного з відхилень конструктивних параметрів X_{nnj} , що діагностуються, підбиралися за умови досягнення значення відхилення витрати палива OH_{nn} 0,4 (40 %).

Після цього було визначено норми векторів OH_{nc} та OH_{nn} :

$$L_{nc} = \sqrt{OH_{nc1}^2 + OH_{nc2}^2 + \dots + OH_{nci}^2}; \quad (4.7)$$

$$L_{nn} = \sqrt{OH_{nn1}^2 + OH_{nn2}^2 + \dots + OH_{nni}^2}. \quad (4.8)$$

Було також визначено косинусну відстань між вектором відхилень дійсних значень параметрів робочого процесу $\vec{Z}$ та вектором відхилень діагностичних ознак досліджуваного агрегату $\vec{Z}^*$:

$$\cos(\alpha) = \frac{\vec{Z}^{*T} \vec{Z}}{\|\vec{Z}^*\| \cdot \|\vec{Z}\|}. \quad (4.9)$$

За значеннями косинусної відстані між вектором відхилень дійсних значень параметрів робочого процесу та вектором відхилень діагностичних ознак, а також нормами векторів L_{nc} , L_{nn} , була визначена функція щільності розподілу ймовірності $P(\vec{Z}^*|S_j)$ спостереження дефекту S_j та розраховані межі її інтегрування:

$$P(\vec{Z}^*|S_j) = \frac{e^{-\frac{\rho^2}{2}}}{L_{nn} - L_{nc}} \int_{-|a_j|}^{|L_{nnj} - a_j|} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{u^2}{2}} du, \quad (4.10)$$

де значення множників a і ρ для кожного j -го дефекту вираховувалося за формулами

$$a = \|\vec{Z}^*\| \cos(\alpha); \quad (4.11)$$

$$\rho = \|\vec{Z}^*\| \sin(\alpha). \quad (4.12)$$

Ця функція була проінтегрована в зазначених межах, після чого були отримані значення умовної ймовірності $P(\vec{Z}^*|S_j)$. Підстановка співвідношень для ймовірностей $P(D_j)$ і $P(\vec{Z}^*|S_j)$ у вираз (3.1) дозволила отримати значення умовної ймовірності $P(D_j|\vec{Z}^*)$ наявності дефекту D_j , що відноситься до класу S_j , при вимірюванні вектора діагностичних ознак $\vec{Z}^*$.

Для агрегатів, в яких виявлено несправність на перевірці 2, була виконана локалізація несправності. У табл. 4.18 [1] наведено значення умовної ймовірності для кожного класу S_j дефекту, що відноситься до певного конструктивного параметра.

Таблиця 4.18. Значення умовної ймовірності спостереження дефекту D_j класу S_j для перевірки 2

№	$S_{\text{мем0}}$	Дросель Д	$k_{\text{дфкл}}$	Пролівка кл. ВТ	Продук. насоса	відкриття зол. пткл	14 гвинт
652	1.05E-09	0.9999999	1.28E-20	5.14E-105	0	1.38E-26	0
712	5.59E-05	1.00E+00	4.51E-26	3.07E-63	0.00E+00	2.89E-43	0
608	6.00E-12	4.18E-11	5.42E-09	6.95E-09	6.73E-141	1	4.10E-93

Розберемо детальніше результати діагностування для кожного агрегата. Для агрегатів №652 та №712 метод класифікував із умовною ймовірністю 0,999(9) дефект, пов'язаний з відхиленням від норми проливки дроселя «Д». Неправильне налаштування проливки дроселя «Д» веде до зміни перепаду тиску на АП від зазначеної в технічній документації вимоги, що спричиняє зміну контрольованої витрати палива. З табл. 4.15 можна визначити, що для агрегата №652 перепад тиску є $\Delta P_{\text{АП}} = P_{\text{ОДГ}} - P_{\text{АП}} = 8,72 \text{ кгс/см}^2$, що не відповідає вимозі $7,5 \pm 0,5 \text{ кгс/см}^2$. Для агрегата №712 перепад $\Delta P_{\text{АП}}$ склав $9,72 \text{ кгс/см}^2$, що також не відповідає вимозі. За результатами цієї перевірки випробувач відкоригував налаштування дроселя «Д», після чого значення перепаду тиску на АП та витрати палива опинилися в межах допуску. Таким чином, результати класифікації дефекту

збігаються з реальними причинами його виникнення. Для агрегата №608 метод класифікував з умовною ймовірністю 1 дефект, пов'язаний з відхиленням перепаду тиску на дифклапані, що є помилковою оцінкою.

Після коригування витрати палива на перевірці 2 була проведена перевірка витрати палива на перевірці 3. З табл. 4.14 видно, що на перевірці 3 було виявлено невідповідність витрати палива вимогам ТУ для тих же агрегатів №№ 652, 712 та 608. У табл. 4.19 [1] наведено значення умовної ймовірності спостереження кожного класу S_j дефекту, що відноситься до певного конструктивного параметра.

Таблиця 4.19 Значення умовної ймовірності спостереження дефекту D_j класу S_j для перевірки 3

№	S_{mem0}	Дросель Д	$k_{дфкл}$	Проливка кл. ВТ	Продук. насоса	відкриття зол. птк1	14 гвинт
652	0	0	0	0	0	0	1
712	0	0	0	0	0	0	1
608	0	0	0	0	0	0	1

Для агрегатів №№ 652, 712 та 608 метод класифікував з умовною ймовірністю 1 дефект, пов'язаний з неправильним налаштуванням гвинта №14. Згідно з діючою технічною документацією, витрата палива на даній перевірці виконується налаштуванням положення ДГ АП за допомогою гвинта №14. Після виявлення несправного стану випробувач у всіх зазначених агрегатах відкоригував витрату палива в межах обумовленого допуску регулюванням гвинта №14. При цьому, виходячи з результатів попередньої перевірки та результатів подальшої дефектації вузлів агрегата, відхилень інших конструктивних параметрів не було виявлено. Таким чином, результати класифікації дефекту методом діагностування для перевірки 3 збігаються з реальними причинами виникнення, а саме неправильним налаштуванням гвинта №14.

Для об'єктивної оцінки якості класифікації при перевірках 2 та 3 необхідно отримати деякі кількісні показники. До основних показників якості класифікації відносяться [9]:

Точність (Accuracy), яка описує загальну частку правильних передбачень (додатних і від'ємних) від загальної кількості випадків [9]. Розраховується цей показник як

$$Accuracy = \frac{TP + TN}{TP + TN + FP + FN}, \quad (4.14)$$

де TP «True Positive», TN «True Negative» – вірні передбачення алгоритму класифікації про спостереження певного класу (True Positive) або не спостереженні даного класу (True Negative);

FP «False Positive», FN «False Negative» – невірні передбачення алгоритму класифікації про спостереження певного класу (False Positive), чи не спостереженні даного класу (False Negative).

Точність (Precision) – показує, яка частка позитивних класифікацій була справді вірною:

$$Precision = \frac{TP}{TP + FP}. \quad (4.15)$$

Повнота (Recall) – визначає, яку частку справжніх позитивних випадків класифікатор зміг правильно визначити:

$$Recall = \frac{TP}{TP + FN}. \quad (4.16)$$

F1-міра – гармонійне середнє точності та повноти, корисне для порівняння класифікаторів, коли потрібен баланс між Precision та Recall :

$$F1 = 2 \times \frac{Precision \times Recall}{Precision + Recall}. \quad (4.17)$$

Однак ці метрики застосовні лише для бінарної класифікації двох класів. У сценарії, де тільки один клас може мати істинно позитивні (TP) оцінки, а решта класів можуть мати тільки істинно негативні (TN) оцінки, точність мультикласової класифікації може бути розрахована інакше. Зазвичай макро-усереднена точність [10, 11] враховує точність кожного класу окремо і потім

усереднює ці значення. Однак у даному випадку цей метод може не відображати реальну картину, оскільки для більшості класів TP та FP дорівнюватимуть нулю.

У таких умовах точність для кожного класу, де можливі лише TN оцінки, фактично не визначена (оскільки TP та FP дорівнюють нулю, і ми отримуємо ділення на нуль). Отже, в цьому випадку краще використовувати загальну точність (Accuracy) чи мікро-усереднені метрики.

Загальна точність (Overall Accuracy) вимірює частку правильно класифікованих випадків від загальної кількості всіх випадків:

$$Accuracy = \frac{\text{Всього правильних класифікацій (TP + TN)}}{\text{Загальна кількість випадків}} \quad (4.18)$$

Мікро-усереднена точність (Micro-averaged Precision) – це метрика для оцінки якості класифікації, яка визначається шляхом агрегування істинно позитивних (TP) та хибно-позитивних (FP) результатів за всіма класами та обчислення точності на основі цих агрегованих даних, що обчислюється за формулою (4.19) [12]. Ця метрика особливо корисна у випадках з незбалансованими наборами даних, оскільки вона враховує внесок кожного класу в загальну кількість істинно позитивних і хибно-позитивних результатів, забезпечуючи точніше уявлення загальної ефективності класифікатора:

$$Micro Precision = \frac{\text{Загальна кількість TP}}{\text{Загальна кількість TP} + \text{Загальна кількість FP}} \quad (4.19)$$

Щоб отримати вхідні дані для розрахунку показників точності класифікації, побудуємо для перевірок 2 і 3 матрицю помилок класифікації.

Таблиця 4.20. Матриця помилок класифікації для перевірки 2

	TP	TN	FP	FN
Клас 1	0	3	0	0
Клас 2	2	0	0	1
Клас 3	0	3	0	0
Клас 4	0	3	0	0
Клас 5	0	3	0	0
Клас 6	0	2	1	0
Клас 7	0	3	0	0

Для перевірки 2 вибірка складається з трьох експериментів. Усі класи, крім 2 і 6, у всіх трьох випадках були правильно класифіковані алгоритмом, як такі, в яких дефект відсутній, тому в стовпці TN матриці помилок встановлено кількість правильних негативних оцінок, що дорівнює 3. Для класу 2 алгоритм правильно передбачив наявність дефекту, тому кількість випадків правильних позитивних оцінок дорівнює 2. Також відомо, що для третього експерименту алгоритм неправильно класифікував дефект за класом 6, хоча було відомо, що в реальності дефект описувався класом 2. Тому для класу 2 є одне помилково-негативне (FN) передбачення, а для класу 6 – одне хибно-позитивне (FP).

На підставі матриці помилок (табл. 4.20) та формул (4.18), (4.19), для перевірки 2 були визначені такі показники.

Загальна точність (Overall Accuracy) – 90.48 % [1]. Це означає, що 90.48 % усіх класифікацій (включаючи істинно позитивні та істинно негативні) були виконані правильно.

Мікро-усереднена точність (Micro-averaged Precision) – 66.67 % [1]. Це означає, що серед усіх випадків, де класифікатор передбачив позитивний результат, 66.67 % були позитивними.

Ці результати показують, що, незважаючи на високу загальну точність класифікатора, його здатність правильно ідентифікувати позитивні випадки (TP) не така висока, як могла б бути.

Щоб оцінити якість класифікації для перевірки 3, також було складено матрицю помилок класифікації (табл. 4.21), а на її підставі розраховано загальну точність і мікро-усереднену точність.

Таблиця 4.21. Матриця помилок класифікації для перевірки 3

	TP	TN	FP	FN
Клас 1	0	3	0	0
Клас 2	0	3	0	0
Клас 3	0	3	0	0
Клас 4	0	3	0	0
Клас 5	0	3	0	0
Клас 6	0	3	0	0
Клас 7	3	0	0	0

Для перевірки 3 показники загальної точності та мікро-усередненої точності склали 100 % [1]. Слід зазначити, що точність класифікації може бути скоригована з додаванням даних нових експериментів.

4.5.2. Аналіз результатів застосування методу діагностування для перевірки 4

На наступному етапі була проведена перевірка витрати палива на перевірці 4. З табл. 4.14 під час перевірки 4 налаштування регулятора РО ТК на режимі обмеження максимальної частоти обертання $n_{\text{тк}}$ було виявлено невідповідність витрати палива вимогам ТВ для агрегатів №№652, 712, 125, 1044, 7044. У табл. 4.22 наведено значення умовної ймовірності спостереження кожного класу S_j дефекту D_j , що відноситься до певного конструктивного параметра.

Таблиця 4.22. Значення умовної ймовірності спостереження дефекту D_j , що відноситься до класу S_j для перевірки 4

	732 жиклер	Продук. насоса	1 гвинт	Коеф С тах тк	k_{164} пружина ТК	Діам кл ТК
652	1.25E-16	0	0	0	1	0
712	0	0	0	1	0	0
125	0	0	0	1	2.80E-15	3.30E-08
1044	0	0	0	1	0	0
7044	0	0	0	1	0	0

Для всіх агрегатів, вказаних у табл. 4.22, виявлені невідповідності витрати палива нормам усувалися за допомогою регулювання гвинта №1. При цьому для агрегата 652 з умовною ймовірністю 1 був класифікований дефект пружини «164», а для агрегатів 712, 125, 1044, 7044 з умовною ймовірністю 1 класифікований дефект коефіцієнта С таходатчика, що визначає зусилля від нього. Необхідно відзначити, що регулювання витрати палива для цієї перевірки також могло бути здійснене підбором жорсткості пружини «164», яка варіюється

в межах 8,5...14,5 Н/мм. У свою чергу, в ММ значення заданої жорсткості пружини «164» складає 8,5 Н/мм. Таким чином, виникає проблема початкової ідентифікації ММ для цієї перевірки. Частково ця проблема вирішується, оскільки в справі досліджуваного агрегату зафіксовано фактичну жорсткість пружини «164» на момент постачання агрегата в експлуатацію, хоча цей спосіб є не практичним. Конструктивні параметри «1 гвинт», «Коеф С тах тк», « k_{164} пружина ТК» мають дуже сильну кореляційну залежність (не менше 0,98). Тому на даній перевірці метод діагностування не здатний розрізнити класи дефектів, пов'язаних з відхиленням таких конструктивних параметрів як «1 гвинт», «Коеф С тах тк», « k_{164} пружина ТК».

Зважаючи на низькі показники точності класифікації, клас 4 був об'єднаний з класом 3, оскільки коефіцієнти МКВ для цих двох класів мають значну кореляційну залежність, близьку до 1. З практичної точки зору, в умовах виробництва при об'єднанні класу 3 і 4 рівень локалізації несправності залишатиметься досить інформативним. Це пояснюється тим, що при ремонті агрегата таходатчик РО ТК підлягає обов'язковому огляду та ремонту з метою заміни деталей, що зносилися. Тому, у разі отримання діагнозу за класом 3, додаткова перевірка таходатчика РО ТК щодо відповідності коефіцієнта С не викличе значних ускладнень виробничого процесу ремонту. Аналіз роботи алгоритму зі зміненим списком класів дефектів наведено в табл. 4.23 [1].

Таблиця 4.23. Значення умовної ймовірності спостереження дефекту D_j , що відноситься до класу S_j , для перевірки 4 з об'єднаними класами 3 та 4

№	732 жиклер	Продук. насоса	Коеф С тах тк	k_{164} пружина ТК	Діам кл ТК
652	1.25E-16	0	0	1	0
712	0	0	1	0	0
125	2.37E-10	0	1	2.80E-15	3.30E-08
1044	0	0	1	0	0
7044	0	0	1	0	0

Після обмеження кількості класифікованих дефектів, точність методу значно підвищилася. З табл. 4.23 було визначено, що метод припустився однієї помилки, неправильно класифікувавши клас дефекту « k_{164} пружина ТК». При цьому дефект був усунений регулюванням гвинта №1, що в даному випадку описується класом «Коеф С тах. тк». У результаті огляду на етапі дефектації не було виявлено невідповідностей інших конструктивних параметрів, що діагностуються на даній перевірці. У такому разі маємо вихідні дані для розрахунку показників якості класифікації, які відображено в табл. 4.24.

Таблиця 4.24. Матриця помилок класифікації для перевірки 4

	TP	TN	FP	FN
Клас 1	0	5	0	0
Клас 2	0	5	0	0
Клас 3	4	0	0	1
Клас 4	0	4	1	0
Клас 5	0	5	0	0

Після отримання необхідних показників якості методу діагностування було розраховано загальну точність та мікро-усереднену точність:

Загальна точність (Overall Accuracy): 92 % [1].

Мікро-усереднена точність (Micro-averaged Precision): 80 % [1].

В цілому, метод має хорошу точність класифікації дефектів при перевірці роботи РО ТК, за умови класифікації обмеженої кількості конструктивних параметрів, що діагностуються, та за умови забезпечення достатньої точності ідентифікації діагностичної ММ.

4.5.3. Аналіз результатів застосування методу діагностування на перевірці 5

Схожою за складністю для діагностування є перевірка роботи РО ВТ (перевірка 5). З таблиці 4.14 при перевірці 5 виявлено невідповідність витрати палива вимогам ТВ для агрегатів №№652, 712, 125, 608, 246, 1044, 7044. У табл. 4.25 наведено значення умовної ймовірності для кожного класу S_j дефекту, що відноситься до певного конструктивного параметра.

Таблиця 4.25. Значення умовної ймовірності спостереження дефекту D_j , що відноситься до класу S_j для перевірки 5

№	732 жиклер	Дросель СП	КодГ	3 гвинт	k_{263}	Коеф. С тах. ВТ
652	4.48E-13	3.19E-16	0.999614	0.000103	0	0.000283
712	0	0	0	0	0	1
125	0.148011	0.015723	0.037391	0.00165	0.797226	0
608	0	0	0	0	0	1
246	0.005806	0.011253	0.22254	0.002176	4.70E-08	0.758225
1044	0	0	0	0.167045	0	0.832955
7044	0.996796	0.003204	0	0	0	0

При цій перевірці фактичні витрата палива регулювалася на випробувальному стенді гвинтом №3. Відповідно до табл. 4.25, жодна з оцінок методу діагностування не вказує на конструктивний параметр «3 гвинт». Це пояснюється тим, що кореляційна залежність між векторами коефіцієнтів впливу таких параметрів як «3 гвинт», « k_{263} », «коеф С тах ВТ» є дуже великою.

Тому для збільшення інформативності до складу діагностичних ознак був доданий нахил характеристики $K_{\text{ВТ}}$ регулятора РО ВТ. Цей параметр вимірює співвідношення різниці витрати палива до зміни частоти обертання приводу РО ВТ за такою формулою:

$$K_{\text{ВТ}} = \frac{G_{\text{П1}} - G_{\text{П2}}}{n_{\text{ВТ2}} - n_{\text{ВТ1}}}, \quad (4.20)$$

де $G_{\text{П1}}$, $n_{\text{ВТ1}}$ – витрата палива та частота обертання приводу РО ВТ на контрольованій точці характеристики, $G_{\text{П2}}$, $n_{\text{ВТ2}}$ – витрата палива та частота обертання приводу РО ВТ на другій точці характеристики, при цьому $n_{\text{ВТ2}} = n_{\text{ВТ1}} + 50$ об/хв.

Нахил характеристики регулятора $K_{\text{ВТ}}$ дуже впливає на стійкість САК, і тому він також контролюється. Однак допуск на цей параметр досить великий: згідно з технічною документацією, коефіцієнт $K_{\text{ВТ}}$ має бути меншим за 3. Тому в жодному з досліджуваних агрегатів коефіцієнт $K_{\text{ВТ}}$ не вийшов за межі зазначеної межі. Слід зазначити, що цей параметр також дуже цінний як діагностична ознака. У табл. 4.26 для цієї перевірки наведено коефіцієнти МКВ з діагностичною ознакою $K_{\text{ВТ}}$.

Таблиця 4.26. МКВ для перевірки 5 з додатковою діагностичною ознакою K_{BT}

Параметр	732 жиклер	Дросель СП	k_{ODT}	3 гвинт	k_{263}	Коеф. С тах. ВТ
G_{II}	0.953795	-0.3965	0.141282	-0.40265	10.06294	-11.8025
P_{1K}	0.274986	-0.1112	0.040035	-0.11386	3.98169	-3.32609
P_{2K}	2.673904	-1.06152	0.385538	-0.93313	36.36633	-26.71
P_{AP}	0.243328	-0.09841	0.035441	-0.10079	3.524039	-2.94449
P_{ODT}	0.415407	-0.16749	0.060407	-0.16329	5.703907	-4.74338
P_{HAC}	0.390373	-0.15746	0.056773	-0.15351	5.364108	-4.45947
$P_{Ю}$	0.432414	-0.17335	0.041002	-0.16959	5.875193	-4.92797
$P_{KMT TK}$	0.424202	-0.17369	0.040271	-0.16986	5.994287	-4.93492
$P_{СП}$	0.094528	-0.00334	0.008881	-0.18008	6.624027	-5.23474
K_{BT}	-11.1901	0.006296	0.0164	0.005223	0.071857	1.346946

З табл. 4.26 видно, що зміна прохідного перерізу жиклера «732 жиклер», зміна коефіцієнта «Коеф. С тах. ВТ» таходатчика РО ВТ, а також зміна жорсткості пружини « k_{263} » викликає зміну коефіцієнта K_{BT} і витрати палива, що не властиво іншим конструктивним параметрам, які впливають тільки на зміну витрати палива. Тому діагностична ознака K_{BT} дозволяє методу діагностування розрізняти дефекти, пов'язані зі зміною таких конструктивних параметрів як «732 жиклер», «Коеф. С тах. ВТ», « k_{263} ».

У табл. 4.27 надано результати діагностування при додаванні до вектора діагностичних ознак коефіцієнта K_{BT} .

Таблиця 4.27. Значення умовної ймовірності спостереження дефекту D_j , що відноситься до класу S_j , для перевірки 5 з додатковою діагностичною ознакою K_{BT}

№	732 жиклер	Дросель СП	k_{ODT}	3 гвинт	k_{263}	Коеф. С тах. ВТ
652	0	0	0.000067	0.236260	0	0.763674
712	0	0	0	0	0	1
125	0.21977	0.012778	0.028751	0.000000	0.736735	0
608	0	0	0	0.000000	0	1
246	0.041559	0.006783	0.038106	0.001314	9.02E-08	0.912
1044	0	0	0	0.208568	0	0.791432
7044	0.963973	0.036027	0	0	0	0

Розглянемо детальніше результати діагностування кожному агрегата окремо. Для агрегата №652 в результаті класифікації дефекту методом діагностування з умовною ймовірністю 0,76 і 0,24 було класифіковано дефекти, пов'язані з відхиленням коефіцієнта таходатчик С і неправильним регулюванням гвинтом №3. Для усунення несправності, виявленої під час перевірки обмеження витрати палива регулятором РО ВТ, випробувач здійснив регулювання витрати гвинтом №3. Відхилення виміряного коефіцієнта K_{BT} від розрахункового становило -45%, що відображено у табл. 4.28 виміряних та розрахункових параметрів для даного агрегата.

Таблиця 4.28. Виміряні та розрахункові параметри робочого процесу агрегату №652

	G_P	P_{1k}	P_{2k}	P_{AP}	P_{ODG}	P_H	P_{YU}	P_{KMT} TK	$P_{СП}$	K_{BT}
До рег.	1.01E-04	3688408	803582.1	4350846	4802736	5113234	4277313	4039502	3662388	1.02
Після рег.	1.17E-04	3780225	961875	4450000	5031675	5338000	4490125	4245575	3898425	1.02
ММ	0.000118	3687962	1230211	4197463	4679173	4973592	4180187	4164276	3784728	1.88521
dZ після рег.	-0.13675	-0.02429	-0.16457	-0.02228	-0.0455	-0.04211	-0.0474	-0.04854	-0.06055	
dZ ММ	-0.14102	0.000121	-0.34679	0.036542	0.026407	0.028077	0.023235	-0.02996	-0.03232	-0.45895

Враховуючи той факт, що відхилення виміряного коефіцієнта K_{BT} від розрахункового становить -45 %, що значно перевищує відхилення витрати палива на даному режимі (-14 %), можна зробити висновок, що для агрегата №652 метод діагностування правильно класифікував дефекти, при яких конструктивні параметри мають найбільші відхилення.

Аналогічні результати локалізації несправності, пов'язаного зі зміною коефіцієнта таходатчика, були отримані для агрегатів №608 і №246. Для агрегатів №608 та №246 відхилення коефіцієнта K_{BT} від розрахункового складало -31 % та -9,2 %, а відхилення витрати палива -24% та -7,4 %, відповідно. Для агрегатів №№712, 125, 1044, для яких з умовною ймовірністю, близькою до 1, було класифіковано дефект, пов'язаний зі зміною коефіцієнта таходатчика, відхилення коефіцієнта K_{BT} від розрахункового складало: -5,6 % для агрегата 712, 1,3 % для

агрегата 125 і -1,1% для агрегата 1044. Ці показники не перевищують значень відхилень витрати палива. Такий результат застосування методу діагностування пояснюється тим, що за умови високої кореляційної залежності коефіцієнтів впливу МКВ конструктивних параметрів «3 гвинт», «Коеф. С тах. ВТ», « k_{263} », коефіцієнти впливу МКВ для параметра «Коеф. С тах. ВТ» мають на порядок більші значення, ніж значення коефіцієнтів МКВ для параметрів «3 гвинт» і « k_{263} ». Отже, можна дійти висновку, що метод діагностування буде схильний до оцінки стану виробу, пов'язаного зі зміною «Коеф. С тах. ВТ». Зважаючи на наявність значних складнощів при спробі розрізнити три класи дефектів за параметрами «3 гвинт», «Коеф. С тах. ВТ», « k_{263} », необхідно ввести замість трьох один діагностований конструктивний параметр «Коеф. С тах. ВТ». При ремонті агрегата таходатчик РО ВТ і пружина 263, що має параметр жорсткості « k_{263} », підлягають обов'язковому огляду та ремонту. Тому, у разі отримання діагнозу за класом «Коеф. С тах. ВТ», додаткова перевірка таходатчика РО ВТ на предмет відповідності коефіцієнта С та перевірка пружини 263 на відповідність її жорсткості. не викличе значних ускладнень виробничого процесу ремонту . Аналіз роботи методу зі зміненим списком класів дефектів наведено в табл. 4.29 [1].

Таблиця 4.29. Значення умовної ймовірності спостереження дефекту D_j , що відноситься до класу S_j для перевірки 5 з об'єднаними класами 4, 5 і 6 в клас «Коеф. С тах. ВТ»

№	732 жиклер	Дросель СП	кодг	Коеф. С тах. ВТ
652	0	0	7.19E-05	0.999928
712	0	0	0	1
125	0.092799	9.12E-06	0	0.907192
608	0	0	0	1
246	0.023568	0.0095	0.039446	0.927486
1044	0	0	0	1
7044	0.846648	0.153352	0	0

Після обмеження кількості дефектів, що класифікуються, точність методу значно підвищилася. З табл. 4.29 було визначено, що метод зробив одну помилку,

неправильно класифікувавши клас дефекту «732 жиклер». При цьому дефект був усунений регулюванням гвинта №3, що в даному випадку описується класом «Коеф. С тах. ВТ». У результаті огляду на етапі дефектації не було виявлено невідповідностей інших конструктивних параметрів, що діагностуються.

Окремо необхідно проаналізувати результати локалізації несправності для агрегата 7044. Для цього агрегата з умовною ймовірністю 0,85 був класифікований дефект «732 жиклер». Це означає, що розрахункові значення тисків у вузлах ММ більші або менші від фактичних. При виміряній витраті палива 440 кг/год фактичний тиск за СП $P_{СП}$ становив 40 кгс/см^2 , а розрахункове значення тиску $P_{СП}$ становило 45 кгс/см^2 . Для приведення розрахункового значення тиску за СП до фактичного при виміряній витраті 440 кг/год було скориговано прохідний переріз автомата прийомистості АП, який визначає загальний гідравлічний опір в агрегаті. Отриманий вектор відхилень параметрів робочого процесу, вектор виміряних значень параметрів робочого процесу та вектор розрахункових параметрів робочого процесу наведені в табл. 4.30.

Таблиця 4.30. Вектори параметрів робочого процесу для 7044 агрегата для перевірки 5

	$G_{П}$	$P_{1к}$	$P_{2к}$	$P_{АП}$	$P_{ОДГ}$	$P_{Н}$	$P_{Ю}$	$P_{КМТ}$ ТК	$P_{СП}$	$K_{ВТ}$
До рег.	1.57E-04	4068185	1488963	4746630	5713667	5972148	5159815	5044148	4010370	1.96
Після рег.	1.12E-04	3816400	897275	4479100	5002525	5264050	4463850	4339175	3254625	1.96
ММ	0.000118	3598085	869497.5	4106958	4408927	4703700	3932608	3917467	3551756	2.316634
dZ після рег.	0.401786	0.065975	0.659428	0.059728	0.142157	0.134516	0.155911	0.162467	0.232207	0
dZ ММ	0.33324	0.130653	0.712441	0.155753	0.295931	0.26967	0.312059	0.287605	0.129123	-0.15395

Після коригування ММ для агрегата 7044 були розраховані значення умовної ймовірності для кожного класу S_j дефекту, що відноситься до певного конструктивного параметра. Результати класифікації дефектів представлені в табл. 4.31.

Таблиця 4.31. Значення умовної ймовірності спостереження дефекту D_j , що відноситься до класу S_j для перевірки 5 для агрегата 7044

	732 жиклер	Дросель СП	кодг	Коеф. С тах. ВТ
7044	0	0	0	1

З табл. 4.31 для агрегата 7044 з умовною ймовірністю 1 був класифікований дефект, пов'язаний зі зміною коефіцієнта «Коеф. С тах. ВТ». Після додаткової ідентифікації діагностичної ММ агрегату 7044 були отримані однакові результати діагностування з результатами, отриманими для інших агрегатів, що діагностуються режимі роботи регулятора РО ВТ. Виходячи з отриманих результатів, надалі необхідно доопрацювати методику ідентифікації ММ для можливості врахування реальних характеристик агрегата, які визначаються під час перевірок на інших режимах роботи.

Для розрахунку якості класифікації за даними табл. 4.29 було визначено, що метод зробив одну помилку, неправильно класифікувавши клас дефекту «732 жиклер» при реальному дефекті, який описується класом «Коеф. С тах. ВТ». У такому разі маємо дані, подані в табл. 4.32.

Таблиця 4.32. Матриця помилок класифікації для перевірки 5

	ТР	TN	FP	FN
Клас 1	0	6	1	0
Клас 2	0	7	0	0
Клас 3	0	7	0	0
Клас 4	6	0	0	1

Після визначення матриці помилок класифікації була розрахована загальна точність та мікро-усереднена точність:

Загальна точність (Overall Accuracy) склала 92,86 % [1].

Мікро-усереднена точність (Micro-averaged Precision) склала 85,71 % [1].

В цілому метод має високу загальну точність і високу мікро-усереднену точність класифікації дефектів на перевірці 5. Однак, як і при перевірці РГ ТК

(перевірка 4), така точність досягається за умови класифікації обмеженої кількості дефектів, і при забезпеченні досить точної ідентифікації діагностичної ММ.

4.5.4. Аналіз результатів експериментальної перевірки методу діагностування

Оскільки діагностування не проводилося на режимі перевірки налаштування клапана відкриття другого контуру форсунок, для підтвердження можливості діагностування алгоритмом дефекту клапана було виконано додатковий експеримент. Для агрегата №125 було здійснено регулювання клапана відкриття другого контуру форсунок. На режимі роботи регулятора РО ВТ спочатку було вивернуто на 1 оберт регульовальний гвинт «10» і зареєстровані параметри робочого процесу. Після цього регулювання агрегата №125 було відновлено до вихідного стану. Потім гвинт «10» був закручений на 1 оберт з наступною реєстрацією параметрів робочого процесу на режимі роботи РО ВТ. Для локалізації несправності, спричиненого неправильним налаштуванням клапана, до списку параметрів, що діагностуються, на режимі роботи регулятора РО ВТ був введений параметр жорсткості пружини клапана « k_{RK} ». Отримані вектори вимірних значень параметрів робочого процесу, розрахункових параметрів робочого процесу та відхилень параметрів робочого процесу від розрахункових значень наведено в табл. 4.33. Результати діагностування наведено у табл. 4.34.

Таблиця 4.33. Вектори параметрів робочого процесу для агрегату №125 на режимі перевірки РО ВТ при налаштуванні клапана відкриття другого контуру форсунок

	G_{Π}	P_{1K}	P_{2K}	P_{AP}	P_{ODT}	P_H	$P_{\text{Ю}}$	$P_{\text{КМТ}}_{\text{ТК}}$	$P_{\text{зливу}}$
Рег. -1 об.	1.47E-04	3118500	1416900	3745275	4625325	4897275	4150400	4040425	3830075
Рег. +1 об.	8.37E-05	4102525	667175	4727950	5043225	5319800	4513975	4346150	4087600
ММ	0.000117	3711829	879531.8	4232353	4711939	5006398	4209371	4195269	3884969
dZ per. -1	0.252977	-0.15985	0.610971	-0.11508	-0.01838	-0.0218	-0.01401	-0.03691	-0.01413
dZ per. +1	-0.28657	0.105257	-0.24144	0.117097	0.070308	0.0626	0.072363	0.035965	0.052158

Таблиця 4.34. Значення умовної ймовірності спостереження дефекту D_j , що відноситься до класу S_j , для перевірки РО ВТ при налаштуванні відкриття клапана другого контуру форсунок

Регулювання	732 жиклер	Дросель СП	кодГ	3 гвинт	k_{RK}	k_{263}	Коеф. С тах. ВТ
-1 оберт	0	0	0	0	1	0	0
+1 оберт	0	0	0	0	1	0	0

З табл. 4.34 для експериментів з регулюванням клапану гвинтом «10» на закручування та вивертання на 1 оберт з умовною ймовірністю 1 був класифікований дефект пружини клапана « k_{RK} ». Оскільки дефект « k_{RK} » передбачає наявність реальних змін, як у жорсткості пружини клапана, так і в його затяжці регулювальним гвинтом «10», метод діагностування успішно локалізував заздалегідь закладену несправність.

4.6. Практична реалізація методу класифікації динамічного стану агрегата

Для практичної реалізації методу класифікації динамічного стану агрегата, описаного у розділі 3, було розроблено програмне забезпечення. ПЗ написано мовою "C#" у середовищі розробки VS 2019 з використанням "NET Framework 4.5.2 Client Profile". Алгоритми обробки даних реалізовані засобами MATLAB .

При розробці програмного забезпечення були використані такі бібліотеки:

- 1) бібліотека драйвера MATLAB Runtime R2017a MWArray.dll (версія 9.2);
- 2) бібліотека обробки даних MLCalc.dll;
- 3) бібліотека компонентів графічного відображення даних MLPlot.dll.

Основні функції:

- створення папки у зазначеній директорії, копіювання до неї даних формату «.csv», «.xlsx»;
- обробка вхідних даних;
- графічне відображення результатів обробки даних;
- запис результатів у файл.

Вхідними даними програми АСН є файл “NR3USB_300.csv”, який складається з 18 стовпців та змінної кількості рядків.

Вихідні дані ПЗ записуються у файл «Результат.txt», а саме:

- прогноз стійкої роботи досліджуваного агрегату у складі силової установки двигуна. Може приймати значення "Хороший" або "Поганий".
- double Y4 – числове значення, яке використовується для класифікації досліджуваного агрегату.

4.6.1. Загальна блок-схема функціональності ПЗ

Загальна блок-схема функціональності зображена на рис. 4.2.

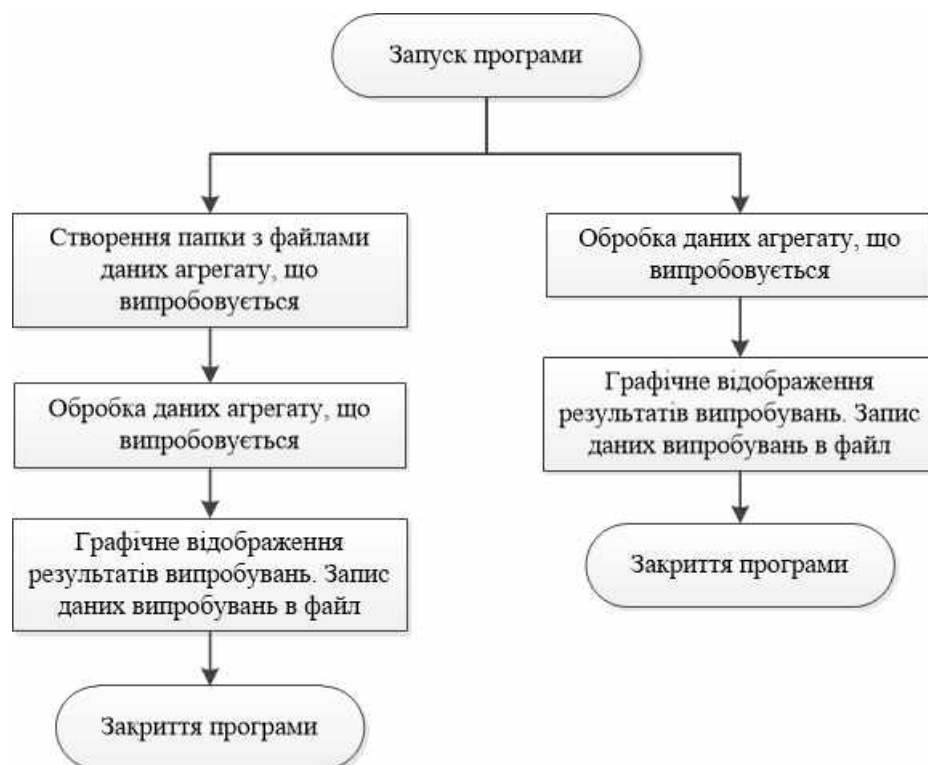


Рис. 4.2. Загальна блок-схема функціональності ПЗ

При завантаженні програми відбувається завантаження ПЗ з налаштованим інтерфейсом користувача. Точка входу в програму клас Program, метод Main().

У цьому розділі не буде докладно описуватися програмна реалізація переміщення файлів, що обробляються, оскільки це не є об'єктом інтересу даної роботи.

4.6.2. Виклик обробника події натискання кнопки «Пошук та Аналіз»

При натисканні кнопки «Пошук та Аналіз» виникає подія `button 2_Click (object sender, EventArgs e)`, яке викликає провідник для вибору каталогу, в якому знаходиться файл «NR3USB_300.csv». Якщо файл «NR3USB_300.csv» існує у вибраному каталозі, дані аналізуються, а результати аналізу записуються в файл «Результат.txt» до вибраного каталогу. Якщо файл NR3USB_300.csv» відсутній, з'являється повідомлення «Файл NR3USB_300 не знайдено». Блок-схема обробника події зображено на рис. 4.3.

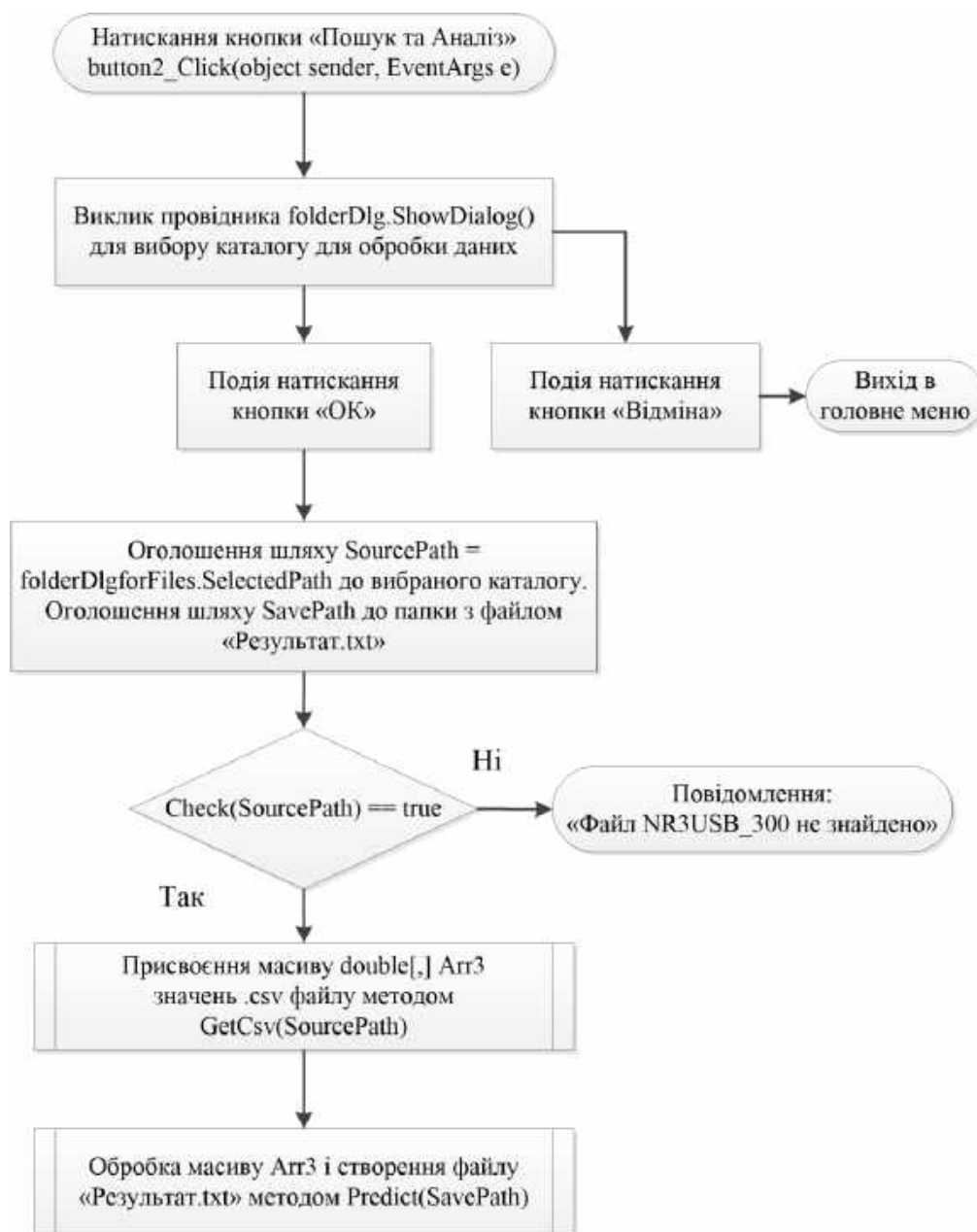


Рис. 4.3. Блок-схема роботи кнопки «Пошук та Аналіз»

4.6.3. Метод зчитування даних із файлу

Метод GetCsv(path) клас Excel призначений для зчитування числових значень файлу формату «.csv» та запису їх у масив Arr3 з типом даних double. Масив даних Arr3 має розмірність 16000 рядків та 11 стовпців. У масив даних Arr3 входять такі параметри як тиск палива перед першим контуром форсунок $P_{1к}$, тиск палива перед другим контуром форсунок $P_{2к}$, витрата палива G_p , частота обертання приводу РО ВТ n_{BT} , частота обертання приводу РО ТК n_{TK} , час фіксації кожного виміру, частота зміни швидкості обертання n_{BT} , амплітуда зміни швидкості обертання n_{BT} .

4.6.4. Метод Predict класу CopyAndPredict

Метод public void Predict(double [,] PhaseArray, string SavePath) приймає масив чисел з типом даних double та змінну SavePath. Метод обробляє масив PhaseArray за допомогою функції LDAAnalysis() з бібліотеки MLCalc.dll. Після обробки даних відбуваються паралельні процеси виклику повідомлення з результатом, виклику графічного відображення результатів та запису результатів у файл «Результат.txt». Графічне відображення результатів здійснюється за допомогою функції Plot() з бібліотеки MLPlot.dll. Блок-схема методу Predict() зображена на рис. 4.4.

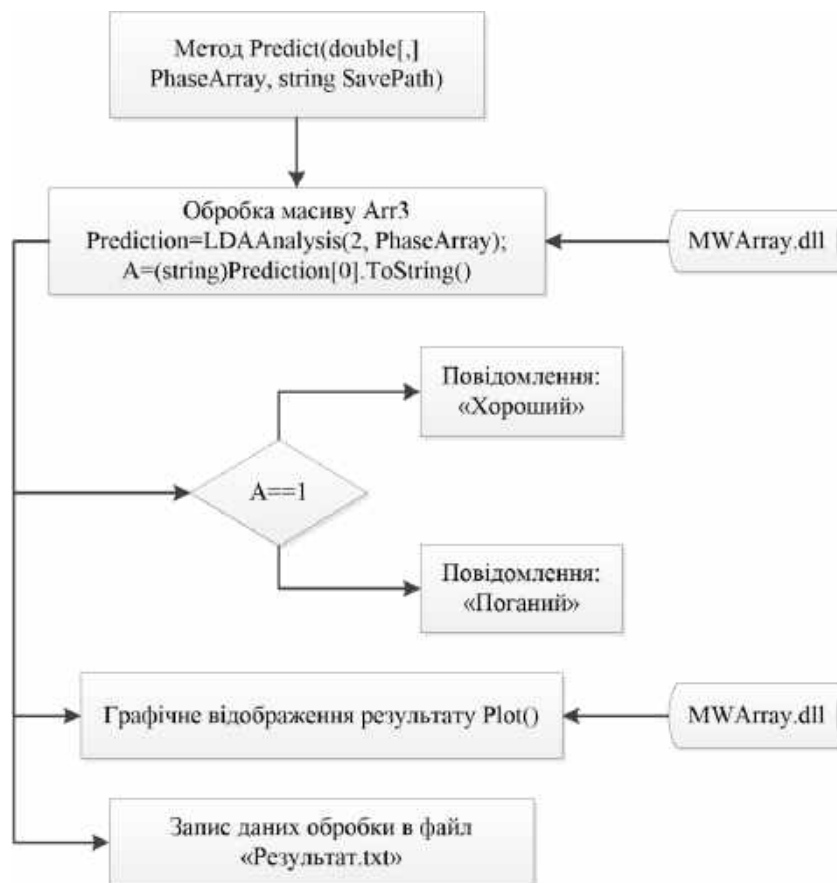


Рис. 4.4. Блок-схема відображення результатів обробки даних

4.6.5. Бібліотека MLCalc.dll

Бібліотека MLCalc.dll містить одну функцію `function [Predict, LDAValue] = LDAAnalysis (Arr3)`, написану мовою MATLAB. Функція приймає масив даних `Arr3`, обробляє його за допомогою функцій `myfun()` та `LDA()`, повертає змінні `Predict` та `LDAValue`. Блок-схема функції `LDAAnalysis()` зображена на рис. 4.5.

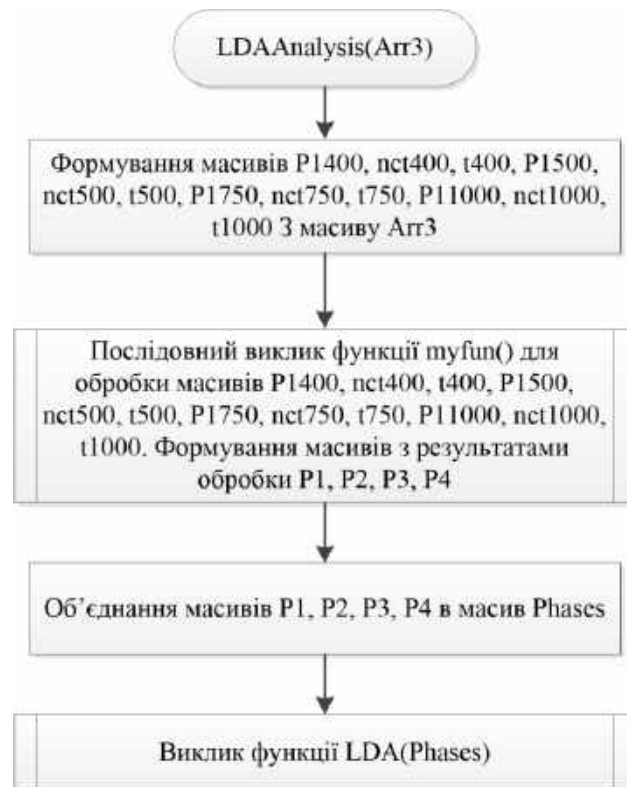


Рис. 4.5. Блок-схема функції LDAAnalysis()

Масиви P1400, P1500, P1750, P11000 – дані тиску перед першим контуром форсунок на частотах зміни швидкості збуджуючого сигналу n_{BT} 0.4, 0.5, 0.75, 1 Гц відповідно. Розмірність цих масивів 800 рядків, 1 стовпець.

Масиви nct400, nct500, nct750, nct1000 – це значення частот обертання приводу вільної турбіни, який змінює швидкість обертання в межах амплітуди 300 об/хв за гармонічним законом із частотою 0.4, 0.5, 0.75, 1 Гц. Розмірність цих масивів – 800 рядків, 1 стовпець.

Масиви t400, t500, t750, t1000 – це значення фактичного часу, при якому фіксувалося значення частот обертання nct400, nct500, nct 50, nct1000 відповідно. Розмірність цих масивів – 800 рядків, 1 стовпець.

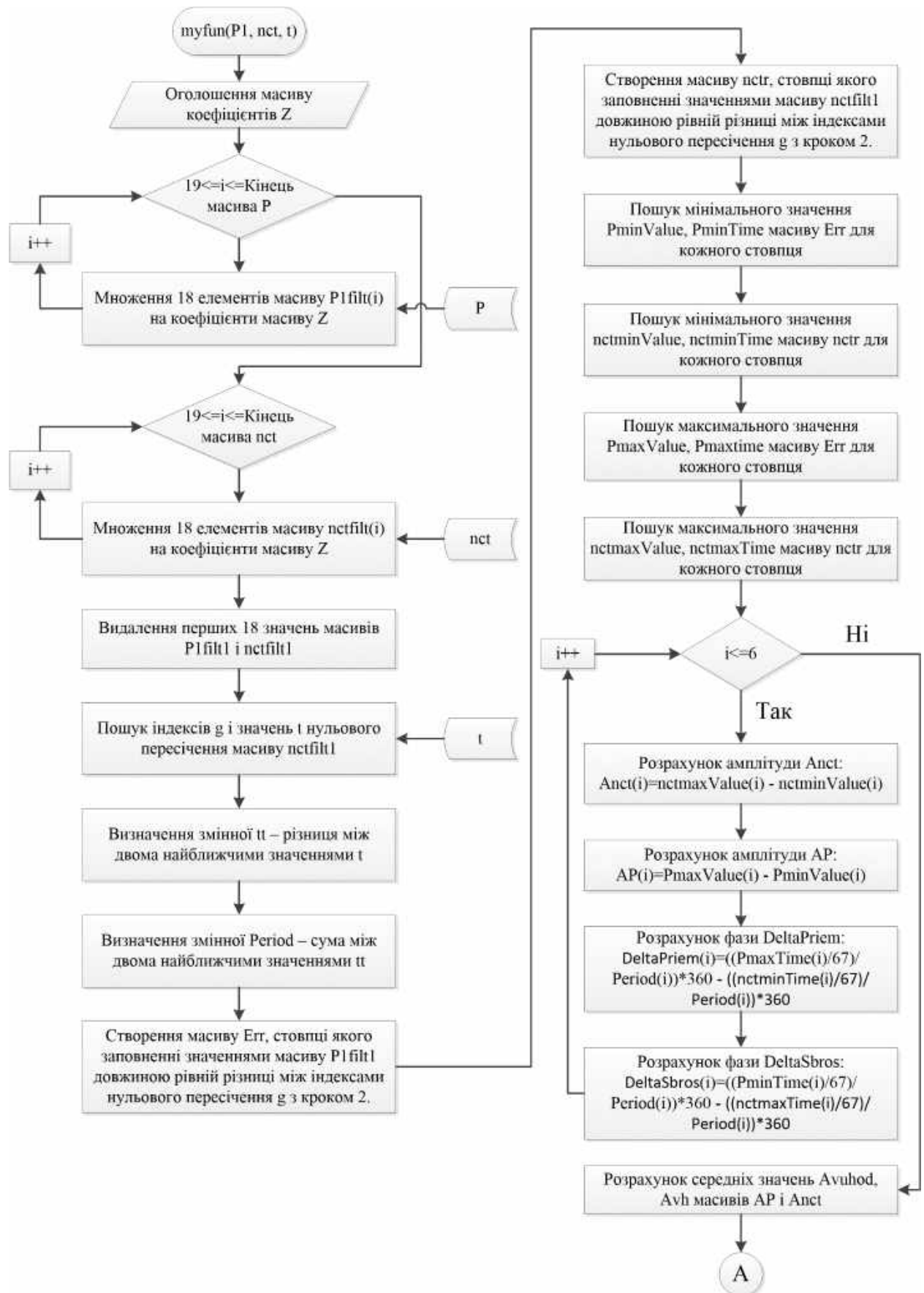
4.6.6. Функція myfun ()

Функція myfun() (function [Ph]=myfun(P1, nct, t)) перетворює масиви даних P1500 , P11000 , nct500, nct1000 , t500, t1000 , які містять тимчасові гармонічні сигнали, масив Ph , що містить фазові запізнення сигналу тиску P_{1k} щодо сигналу n_{BT} і відношення амплітуди сигналу тиску P_{1k} до амплітуди сигналу частоти n_{BT} .

Функція `myfun()` обробляє тільки масиви даних P_{1500} , nct_{500} , t_{500} і P_{11000} , nct_{1000} , t_{1000} , виміряні при зміні швидкості обертання n_{BT} з частотою 0.5 і 1 Гц. Ця функція повертає масив P_h , який має розмірність 6 рядків, 1 стовпець. Масив P_h наповнюється наступними параметрами, отриманими з масивів P_{1500} , nct_{500} , t_{500} і P_{11000} , nct_{1000} , t_{1000} :

- відношення амплітуди сигналу тиску P_{1k} до амплітуди сигналу частоти обертання n_{BT} $Avhod$;
- кут фазового запізнення тиску P_{1k} відносно сигналу n_{BT} на ділянці збільшення тиску P_{1k} *DeltaPriem*;
- кут фазового запізнення тиску P_{1k} відносно сигналу n_{BT} на ділянці зменшення тиску P_{1k} *DeltaSbros*.

Блок-схема функції `myfun()` зображена на рис. 4.6.



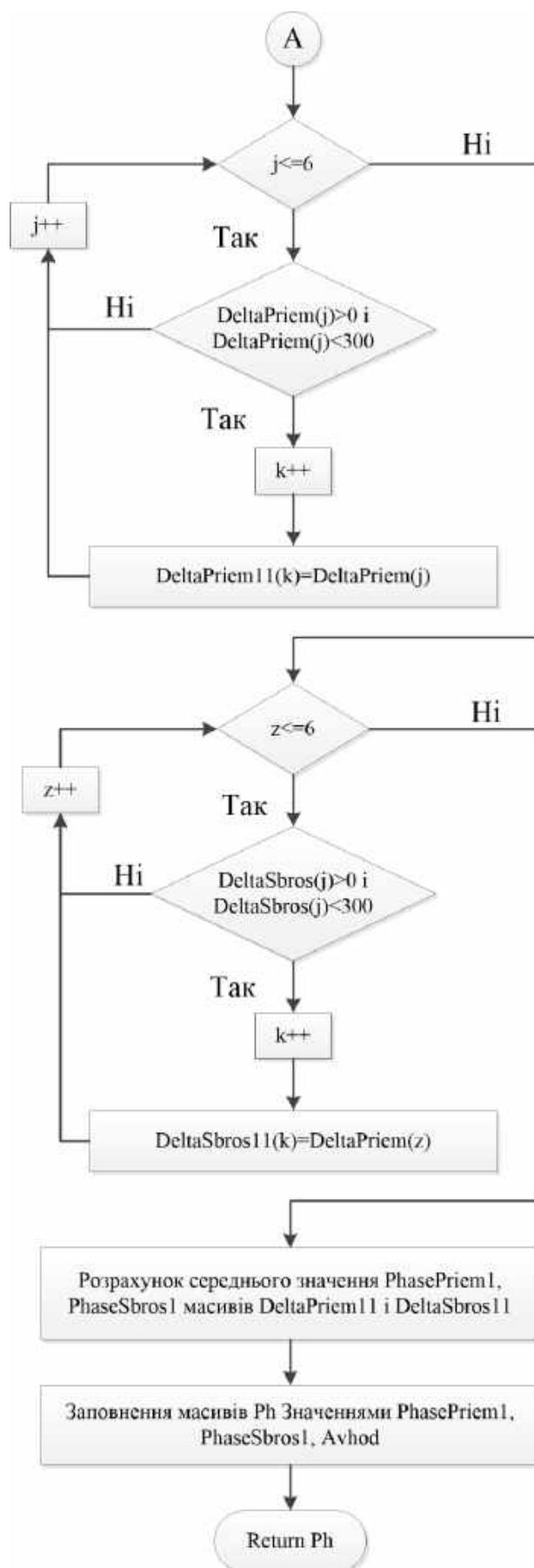


Рис. 4.6. Блок-схема підготовки даних для їхньої класифікації

Масив вимірюваних значень тиску перед першим контуром форсунок $P_{1к}$ і масив значення частот обертання n_{BT} з метою фільтрації фільтром низьких частот ФНЧ помножено згідно з формулою 3.8 розділу 3 на масив коефіцієнтів, зазначений у табл. 3.4 з розділу 3. Для усунення затримки в перетворених за допомогою ФНЧ масивах $P1filt$ і $nctfilt$ видалено перші 18 значень кожного масиву.

Значення відносної амплітуди розраховується за формулою

$$Avhod = \frac{AP}{Anct}. \quad (4.21)$$

Значення кутів фазового запізнення тиску $P_{1к}$ відносно n_{BT} ділянки збільшення тиску $P_{1к}$ розраховується за формулою

$$DeltaPriem = \frac{(t_{Pmax} - t_{nmin}) \cdot 360^\circ}{T \cdot F_c}, \quad (4.22)$$

де t_{Pmax} – час, при якому тиск $P_{1к}$ досягає максимального значення, с;

t_{nmin} – час, при якому значення частоти обертання n_{BT} досягає мінімального значення, с;

T – тривалість періоду сигналу, с ;

F_c – частота запису сигналу (67 Гц).

Значення кутів фазового запізнення тиску $P_{1к}$ відносно n_{BT} ділянки зменшення тиску $P_{1к}$ розраховується за формулою

$$DeltaSbros = \frac{(t_{Pmin} - t_{nmax}) \cdot 360^\circ}{T \cdot F_c}, \quad (4.23)$$

де t_{Pmin} – час, при якому тиск $P_{1к}$ досягає мінімального значення, с;

t_{nmax} – час, при якому значення частоти обертання n_{BT} досягає максимального значення, с;

T – тривалість періоду сигналу, с ;

F_c – Частота сигналу запису сигналу дорівнює 67 Гц.

4.6.7. Функція LDA()

Функція LDA() (function [PredictionsP1, Y4]=LDA(Ph)) обробляє масив Ph і повертає змінні PredictionsP1, Y4, які є результатом класифікації динамічних характеристик досліджуваного агрегата, отриманих з масиву Agr3. Блок-схема функції LDA() зображена на рис. 4.7.

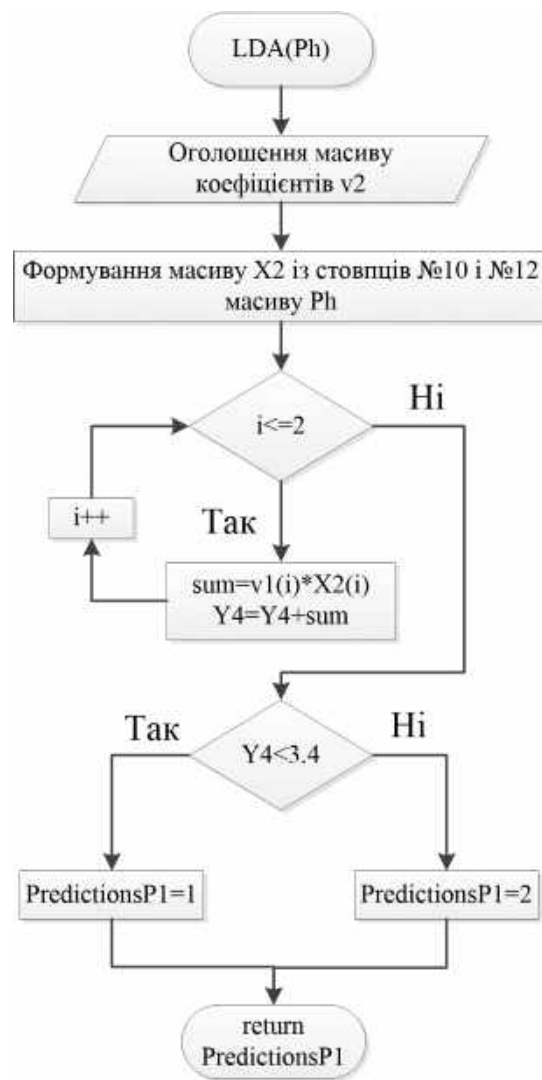


Рис. 4.7. Блок-схема класифікації даних

Функція LDA() формує масив X2, який складається з таких параметрів масиву Ph як Avhod для частот зміни сигналу n_{BT} 0.5 і 1 Гц. Далі функція LDA() множить масив параметрів X2 на координати базисного вектору перетворень w M(0,5 Гц) та M(1 Гц), які вказані в табл. 3.6. З розділу 3 відомо, що межа поділу двох класів, визначена за допомогою алгоритму LDA, дорівнює 3.0. Однак для

практичного застосування границя поділу класів коригувалася з метою збільшення точності прогнозу безпосередньо за реальними даними спільної роботи регулятора з двигуном у складі САК. Застосована в цьому алгоритмі межа класифікації, що дорівнює 3,4, вибиралася як компроміс між точністю прогнозу алгоритму, який має бути якомога вищим, і кількістю регуляторів, класифікованих як несправні, яких має бути якнайменше. Зміщення межі поділу в бік збільшення хибно-негативних результатів було виконано тому, що вартість хибного рішення алгоритму нижче від вартості затримки поставки регулятора. Таким чином, функція LDA() порівнює значення отриманого скаляра Y_4 з межею поділу. В результаті порівняння, якщо параметр PredictionsP1 дорівнює 1 – виріб справний, і якщо параметр PredictionsP1 дорівнює 2 – виріб несправний.

4.6.8. Функція Plot() бібліотеки MLPlot.dll

Функція Plot() Function Plot(Y_4) викликає графічний інтерфейс, на якому значення Y_4 відображено зеленим кольором, значення масиву Y_1 справних виробів – синім кольором, значення масиву Y_2 несправних виробів – червоним кольором, як це показано на рис. 4.9. Блок-схему функції Plot() зображено на рис. 4.8. Масив даних Y_1 включає перетворені динамічні характеристики агрегатів з навчальної вибірки, які забезпечують стійку роботу САК. Масив даних Y_2 включає перетворені динамічні характеристики агрегатів з навчальної вибірки, які схильні до підтримки роботи САК на межі стійкості.



Рис. 4.8. Блок-схема виведення даних на графік

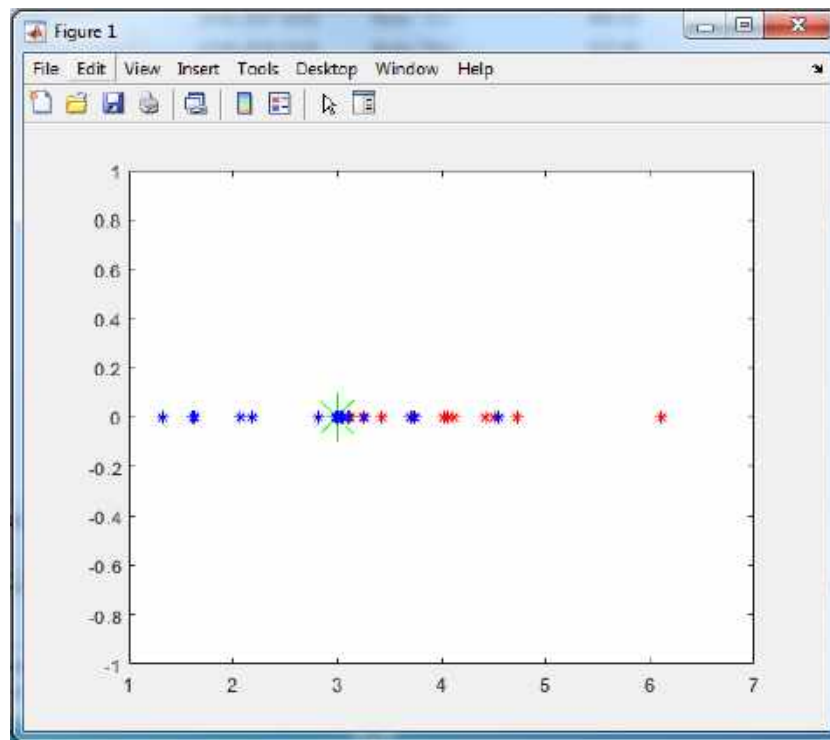


Рис. 4.9. Графічне відображення результатів класифікації динамічного стану

4.7. Оцінка результатів класифікації динамічного стану агрегату

З розділу 3 відомо, що класифікатор динамічного стану агрегата будує лінію розмежування, здатну розділяти два класи агрегатів. Перший клас – це агрегати, які разом із двигуном працюють на межі коливальної стійкості. Другий клас – це агрегати, динамічні характеристики яких забезпечують стійку роботу разом із двигуном. Усього було проаналізовано 190 агрегатів, для яких відомий факт наявності автоколивального процесу у складі САК. Якщо динамічна характеристика агрегата була класифікована алгоритмом як схильна до підтримки автоколивального процесу САК, проте на двигуні при його спільній роботі з агрегатом автоколивального процесу не було виявлено, в такому разі результат класифікації вважається хибно-позитивним. І навпаки, якщо алгоритм класифікації не виявив жодних відхилень динамічної характеристики агрегата, а при спільній роботі з двигуном автоколивальний процес був присутній, тоді такий результат вважається хибно-негативним. Для 183 агрегатів прогноз несправності збігся з результатами стендових випробувань на двигуні. Позитивним

результатом (True Positives, TP) вважалися випадки з виявленням схильності агрегата до підтримки автоколивального процесу в складі САК. З помилкових оцінок хибно-позитивних (False Positives , FP) результатів було 2, хибно-негативних

(False Negatives , FN) – 5. Підтверджені результати класифікації агрегатів відображені у матриці помилок (табл. 4.35).

Таблиця 4.35. Результати класифікації агрегатів за схильністю до підтримання автоколивального процесу у складі САК

Передбачений/реальний	Позитивний результат	Негативний результат
Позитивний результат	21	5
Негативний результат	2	162

З даних табл. 4.35 можна оцінити якість класифікації методу за кількома критеріями.

Для початку було розраховано точність класифікації (Ассигасу) за формулою (4.14), що відображає загальну частку правильних передбачень (як позитивних, так і негативних) від загальної кількості випадків.

Точність становила 96,34 %. Це означає, що в 96,34 % випадків класифікатор правильно визначив, чи виріб схильний до підтримки автоколивального процесу, чи ні. Однак цієї метрики може бути недостатньо для оцінки якості класифікації, враховуючи той факт, що класи сильно незбалансовані.

Тому додатково були розраховані такі критерії як точність (Precision) за формулою (4.15), повнота (Recall) за формулою (4.16), F1-міра за формулою (4.17).

Точність (Precision) склала 91,3 %.

Повнота класифікації становила 80,77 %.

F1-міра дорівнює 85,71 %.

В цілому, розроблений класифікатор показує хороші результати з високою точністю та досить хорошим балансом між точністю та повнотою, як показує значення F1-міри.

Для впровадження методу розпізнавання несправностей у процес контролю якості розроблено програмний продукт, який після встановлення на стенд дозволяє автоматично відсіювати несправні агрегати на фінальних етапах виробництва, а також на етапі вхідного контролю ремонту за технічним станом.

Незважаючи на досить точні передбачення схильності агрегатів до підтримки автоколивальних процесів при їх спільній роботі з двигуном у складі САК, метод має деякі недоліки. Основним недоліком є вплив випадкових факторів на діагноз, що формується методом. На даний момент вплив цих факторів мінімізовано шляхом розширення навчальної вибірки та її ретельнішої підготовки, наприклад, виключенням з неї значень параметрів, які були виміряні некоректно.

Загалом, метод бінарної класифікації агрегатів за їх динамічними характеристиками успішно застосовується на підприємстві більше 6 років. Як показала практика його застосування, цієї точності класифікації цілком достатньо. На цю розробку також було оформлено патент на корисну модель.

4.8. Висновки до четвертого розділу

Метою експерименту була оцінка технічного стану паливного регулятора на різних режимах роботи, виявлення основних особливостей його діагностування, визначення необхідних конструктивних параметрів для діагностування, перевірка ефективності методу діагностування в реальних умовах, дослідження застосування та обмежень методу. План експерименту включав оцінку працездатності агрегата на різних режимах, визначення інформативних діагностичних ознак, визначення параметрів, що діагностуються для кожного режиму, тестування методу в реальних умовах, і отримання даних для подальшого розвитку методології діагностування гідравлічної системи.

Розроблений метод діагностування тестувався на практиці в процесі вхідного контролю семи екземплярів гідромеханічного паливного регулятора. За результатами виконано оцінку ефективності класифікації станів.

Метод діагностування продемонстрував різні показники якості класифікації на різних режимах роботи. На деяких режимах він виявляв несправності, але в

інших, особливо в тих, де діагностувалися конструктивні параметри, дуже схожі за своїм впливом на діагностичні ознаки, метод давав збої. Так, для перевірки 3 метод дав 100 % правильних оцінок. Однак для перевірки 2, в якій діагностується той же перелік конструктивних параметрів, значення мікро-усередненої точності склало 67 %, оскільки метод помилково класифікував дефект для одного агрегата з вибірки.

Діагностування на перевірках 4 і 5 показало, що метод не здатний розрізнити відхилення в конструктивних параметрах, які мають практично однаковий вплив на діагностичні ознаки. Тому було прийнято рішення про об'єднання деяких класів дефектів в один клас, а завдання подальшої локалізації дефекту виконується на ділянці технічного контролю відповідно до діючих технологічних процесів дефектації. Із завданням діагностування меншої кількості дефектів на перевірках 4 і 5 метод справився досить добре, припустившись однієї помилки для кожної перевірки. Для перевірки 4 загальна точність класифікації становила 92 %, мікро-усереднена точність становила 80 %. Для перевірки 5 ті самі показники якості класифікації склали 92,86 % і 85,71 % відповідно.

Виходячи з аналізу отриманих результатів, причини виникнення помилкових оцінок методу діагностування можна поділити на два типи [1]. Перший тип помилок пов'язаний із високою кореляційною залежністю коефіцієнтів впливу конструктивних параметрів, що діагностуються, на діагностичні ознаки. Така залежність пояснюється тим, що низка конструктивних елементів у комплексі з іншими конструктивними елементами виконують одну функцію регулятора. Вирішення цієї проблеми класифікації технічного стану лежить у двох площинах. По-перше, це створення експертних діагностичних систем, що було частково застосовано у цій роботі під час діагностування на перевірках 4 та 5. У таких системах діагноз виноситься експертом на підставі інформації, отриманої від алгоритму класифікації, інформації від випробувальної ділянки та результатів огляду та дефектації деталей згідно з картами технологічного контролю. Для такої експертної системи допускається зменшення глибини локалізації несправностей в оцінці технічного стану об'єкта з допомогою методу діагностування.

До одного із способів підвищення точності алгоритму класифікації технічного стану можна віднести додавання необхідних діагностичних ознак. У цій роботі для випадку діагностування для перевірки 5 було введено додаткову діагностичну ознаку – нахил характеристики регулятора K_{BT} . Проте це не дозволило значно підвищити точність класифікації цьому режимі. Цей факт залишається недостатньо вивченим і може стати предметом подальших досліджень.

Другою проблемою методу діагностування є точність ідентифікації діагностичної ММ [1]. Усі помилки в оцінці технічного стану були зумовлені неточністю ідентифікації ММ. У цій роботі було застосовано досить простий алгоритм ідентифікації за однією діагностичною ознакою. Тому одним з основних напрямків щодо подальшого поліпшення методу діагностування технічного стану гідравлічних агрегатів є розробка ефективних методів ідентифікації діагностичних ММ.

Хоча метод продемонстрував високу точність класифікації певних дефектів, було відзначено проблеми з ідентифікацією ММ. Ця складність насамперед пов'язана з взаємодією різних механічних та гідравлічних компонентів, що ускладнює завдання розробки високоточного методу класифікації технічного стану. Проте, здатність методу ефективно класифікувати різні дефекти показує його корисність. Помітною перевагою методу є його здатність оптимізувати процес діагностування, скорочуючи час та ресурси, необхідні для ручних перевірок. Однак обмежена ефективність розпізнавання деяких несправностей вказує на необхідність подальшого його вдосконалення.

В цілому, однією з ключових сильних сторін методу є ефективність класифікації широкого спектру дефектів. Ця ефективність проявляється в швидкості та точності виявлення поширених несправностей, що значно покращує процес діагностування та знижує велику кількість ручних перевірок.

Метод класифікації динамічного стану агрегату показав хороші результати діагностування, без обмежень. Результати діагностування, розглянуті в розд. 4, показують здатність класифікатора розрізняти два класи гідромеханічних

агрегатів за динамічним станом. До першого класу відносяться агрегати, що працюють на межі коливальної стійкості спільно з двигуном, до другого класу – агрегати з динамічними характеристиками, що забезпечують стійку роботу з двигуном. Зі 190 проаналізованих агрегатів, для 183 одиниць прогнози класифікатора збіглися з результатами стендових випробувань двигунів. Загальна точність класифікатора становила 96,34 %, точність – 91,3 %, повнота – 80,77 %, а показник F1 – 85,71 %. Ці метрики вказують на високу якість класифікації та досить хороший баланс між точністю й повнотою, про що свідчить значення F1-міри. Помилки класифікації пояснюються впливом різних випадкових факторів та помилок вимірювань при тестуванні агрегата. Класифікатор успішно застосовується на підприємстві понад шість років, продемонструвавши достатню для практичного застосування точність класифікації.

Надалі використання методу діагностування на усталених режимах та методу класифікації динамічного стану потенційно може призвести до більш ефективного та точного виявлення несправностей у гідравлічних агрегатах, тим самим сприяючи покращенню процесу ремонту.

Література до четвертого розділу

1. Оганян І. В. Перевірка методу класифікації технічного стану паливного регулятора турбовального двигуна в просторі параметрів робочого процесу в умовах заводських випробувань / І. В. Оганян, С. В. Єпіфанов // *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. – 2025. – № 2 (202). – С. 4–15. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.2.01>.
2. Balayla J. Bayesian updating and sequential testing: overcoming inferential limitations of screening tests [Electronic resource] / J. Balayla // *BMC Medical Informatics and Decision Making*. – 2022. – Т. 22, № 6. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1186/s12911-021-01738-w>. – Назва з екрана.
3. Holman, J. P. *Experimental Methods for Engineers* / J. P. Holman. – 8-е вид. – McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 2012. – 761 с.
4. Mangey Ram. *Diagnostic techniques in industrial engineering* / . Mangey Ram, J. Paulo Davim -Springer, 2018. – 254 с.
5. Kline R. B. *Principles and Practice of Structural Equation Modeling* / R. B. Kline. – 4-е вид. – New York : The Guilford Press, 2016. – 554 с.
6. Johnson R. A. *Applied Multivariate Statistical Analysis* / R. A. Johnson, D. W. Wichern. – 5-е вид. – Prentice-Hall, 2002. – 788 с.
7. Jiang, X. Bayesian cross-entropy methodology for optimal design of validation experiments [Electronic resource]/ X. Jiang, S. Mahadevan // *Measurement Science and Technology*. – 2006. – Т. 17. – С. 1895–1908. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1088/0957-0233/17/7/031>. – Назва з екрана.
8. Якушенко О. С. Ідентифікація математичної моделі авіаційного ГТД за польотними даними [Електронний ресурс] / О. С. Якушенко, П. В. Корольов, В. Є. Мільцов, О. І. Чумак, В. М. Охмакевич // *Вестник двигателестроения*. – 2014. – № 2. – Режим доступу: УДК 681.518:519.87:004.8(045). – Назва з екрана.
9. Sokolova, M. A systematic analysis of performance measures for classification tasks / M. Sokolova, G. Lapalme // *Information Processing and*

Management. – 2009. – Т. 45. – С. 427–437. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1016/j.ipm.2009.03.002>.

10. Van Rijsbergen C. J. Information Retrieval / C. J. van Rijsbergen. – 2-е вид. – London : Butterworths, 1979. – 208 с.

11. Takahashi K. Confidence interval for micro-averaged F1 and macro-averaged F1 scores [Electronic resource] / K. Takahashi, K. Yamamoto, A. Kuchiba, T. Koyama // Applied Intelligence. – 2022. – Т. 52. – С. 4961–4972. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1007/s10489-021-02635-5>. – Назва з екрана.

12. Ballabio D. Multivariate comparison of classification performance measures [Electronic resource] / D. Ballabio, F. Grisoni, R. Todeschini // Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems. – 2018. – Т. 174. – С. 33–44. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1016/j.chemolab.2017.12.004>. – Назва з екрана.

ВИСНОВКИ

В результаті комплексного дослідження вирішено науково-практичну задачу розробки методу діагностування несправностей паливних регуляторів, який дозволяє отримувати достовірні ймовірнісні оцінки в умовах погано обумовленої задачі, а також задачу розробки методу виявлення нестійких паливних регуляторів у складі САК.

Обґрунтовано підходи до моделювання робочих процесів паливного регулятора та розроблена його математична модель, розроблені методи діагностування технічного стану паливного регулятора та проведено їх експериментальну перевірку. Отримані результати дозволили сформулювати рекомендації щодо застосування розроблених методів у практиці технічного обслуговування та ремонту гідравлічних систем на підприємстві-виробнику.

У ході виконання дисертаційних досліджень отримано такі нові наукові та практичні результати:

1. Проведено комплексний аналіз літератури щодо існуючих методів діагностування гідравлічних систем, який показав, що наявні методи не забезпечують імовірнісних оцінок технічного стану, особливо в умовах обмеженої кількості вимірюваних параметрів робочого процесу. У той же час існують методи діагностування, які успішно використовуються в суміжних областях, зокрема при діагностування проточної частини ГТД. Це дозволило сформулювати проблему дослідження та визначити основні задачі щодо розробки нових методів діагностування, які оперують ймовірнісними оцінками.

2. Розроблено детальну нелінійну динамічну математичну модель паливного регулятора, яка відтворює фізичні процеси в паливному регуляторі на всіх режимах роботи, включаючи перехідні. Модель має вигляд ланцюга елементів із зосередженими параметрами та складається з системи нелінійних диференціальних і алгебраїчних рівнянь, що описують взаємодію основних структурних елементів регулятора: регуляторів частоти обертання ротора турбокомпресора, частоти обертання вільної турбіни та автомата прийомистості.

Вона дозволяє моделювати дефекти шляхом зміни конструктивних параметрів, що забезпечує її використання при діагностуванні. Проведено моделювання основних режимів роботи паливного регулятора, результати якого відповідають експериментальним даним, що підтверджує адекватність та точність моделі.

3. Отримано лінійну діагностичну модель паливного регулятора в формі матриць коефіцієнтів впливу конструктивних параметрів на параметри робочого процесу. Використання цієї моделі в алгоритмі параметричного діагностування дозволяє спростити задачу локалізації несправності, забезпечивши можливість застосування методів лінійної алгебри для аналізу та ідентифікації технічного стану агрегата. Однак для деяких параметрів, таких як жорсткість пружин $k_{ППК1}$, $k_{ЗПК2}$ та площі прохідного перерізу дроселя $F_{БК}$ відзначено нелінійний вплив зміни конструктивного параметра на параметри робочого процесу. При лінеаризації ММ зазначена нелінійність урахована шляхом використання набору МКВ, отриманих з різними коефіцієнтами варіації для відхилень параметрів у бік додатних і від'ємних значень. За результатами проведеного аналізу показано, що похибка лінеаризації не перевищує 0,005 %, що підтверджує можливість використання цієї лінійної математичної моделі для діагностичних цілей.

4. Розроблено новий метод параметричного діагностування несправностей гідромеханічного паливного регулятора на ustalених режимах роботи в просторі вимірюваних параметрів робочого процесу, характерних для заводських випробувань, на базі лінійної діагностичної математичної моделі з використанням ймовірнісних оцінок технічного стану виробу. Метод базується на теоремі Байєса та враховує ймовірнісні оцінки приналежності поточного стану до кожного з можливих дефектів. Розраховані апостеріорні ймовірності наявності конкретних дефектів на основі виміряних діагностичних ознак враховує комбінацію двох незалежних подій: реалізації істинного значення вектора ознак $\vec{Z}$ за наявності дефекту S_j , та отримання виміряного значення $\vec{Z}^*$ за відомого його істинному значенні $\vec{Z}$. Для реалізації методу на практиці був визначений обмежений перелік діагностичних ознак та конструктивних параметрів, що

діагностуються, для кожного режиму роботи паливного регулятора. У результаті оцінки якості класифікації дефектів на штучно сформованій вибірці тестових даних середній арифметичний показник повноти класифікації для всіх класифікованих станів склав 79,3 %, що з урахуванням значного рівня похибок вимірювання є достатньо добрим показником для використання даного методу на практиці.

5. Розроблено метод класифікації динамічних характеристик паливного регулятора, який дозволяє виявляти вироби безпосередньо в умовах підприємства-виробника, які можуть спричинити втрату стійкості системи автоматичного керування двигуном. Цей метод за допомогою лінійного дискримінантного аналізу дозволяє класифікувати регулятори на дві категорії: ті, що забезпечують стійку роботу САК, і ті, з якими САК працюватиме на межі коливальної стійкості. Метод базується на аналізі динамічних параметрів регулятора, зокрема його частотних характеристик. За допомогою алгоритму лінійного дискримінанта Фішера здійснено кластерізацію масиву даних динамічних параметрів та визначено ключові параметри, такі як амплітуди вихідного сигналу тиску палива на частотах 0,5 Гц та 1 Гц, які є інформативними для оцінки стійкості САК. Практична цінність методу підтверджена його успішним застосуванням на підприємстві протягом понад шести років. Зі 190 проаналізованих агрегатів, прогнози класифікатора збіглися з результатами стендових випробувань для 183 одиниць, при цьому точність класифікації склала 91,3 %, повнота – 80,77 %, а показник F1-міри – 85,71 %. Метод дозволяє своєчасно виявляти потенційно несправні регулятори та проводити їхню заміну або ремонт до встановлення на двигун, що підвищує надійність паливних регуляторів.

6. Експериментальну перевірку розробленого методу параметричного діагностування в просторі параметрів робочого процесу виконано при створенні технології вхідного контролю в процесі ремонту агрегатів за технічним станом, на підприємстві, що дозволило оцінити ефективність методу та практичну застосовність у промислових умовах. Перевірено сім зразків паливного

регулятора перед початком ремонтних робіт. Це дозволило виявити дефекти на ранніх стадіях та оптимізувати процес ремонту, зосереджуючись на конкретних вузлах і компонентах, що потребують уваги. Метод діагностування продемонстрував хороші показники якості класифікації на різних режимах роботи. Наприклад, для перевірки 3 визначено 100 % правильних оцінок; для перевірки 2, при якій діагностувалися конструктивні параметри з дуже схожим впливом на діагностичні ознаки, метод діагностування допустив помилку в класифікації для одного з агрегатів, і значення мікро-усередненої точності склало 67 %. Загалом отримані показники якості класифікації, а саме мікро-усереднена точність, для віх перевірок знаходились в межах 67...100 %. Це свідчить про практичну цінність розробленого методу параметричного діагностування при його застосуванні в процесі вхідного контролю ремонту за технічним станом.

7. В результаті експериментальної перевірки методу параметричного діагностування в просторі параметрів робочого процесу були виявлені певні обмеження щодо його застосування. Перше обмеження пов'язане зі зниженням точності класифікації дефектів через наявність високої кореляційної залежності коефіцієнтів впливу конструктивних параметрів на діагностичні ознаки, що зумовлено конструктивною особливістю паливного регулятора. Друге обмеження пов'язане зі зниженням точності класифікації в результаті недостатньої точності та глибини ідентифікації діагностичної математичної моделі.

8. Для подолання виявлених обмежень на застосування методу діагностування було запропоновано створення експертної діагностичної системи, що частково реалізовано в даній роботі під час діагностування на перевірках 4 та 5. У таких системах діагноз виноситься експертом на підставі інформації від алгоритму класифікації, даних випробувальної ділянки підприємства, а також результатів огляду та дефектації деталей згідно з картами технологічного контролю. Це дозволяє збільшити глибину локалізації несправностей при оцінці технічного стану об'єкта. Також для покращення точності ідентифікації діагностичної моделі запропоновано замінити досить простий алгоритм

ідентифікації за однією діагностичною ознакою на багатопараметричний алгоритм, щоб урахувати декілька діагностичних ознак одночасно.

9. Загалом метод параметричного діагностування в просторі параметрів робочого процесу та метод класифікації динамічних характеристик паливного регулятора показали високу ефективність при локалізації і виявленні несправностей паливного регулятора, та виявився корисним інструментом для реалізації технології вхідного контролю параметрів під час ремонту за технічним станом на підприємстві. Інтеграція методу в технологію вхідного контролю дозволила систематизувати процедуру діагностування, забезпечити повторюваність і об'єктивність оцінок технічного стану, а також зменшити залежність результатів від людського фактора. Використання розробленого методу сприяло підвищенню ефективності ремонту за технічним станом, дозволяючи більш точно планувати ремонтні роботи та оптимізувати використання ресурсів.

Перспективами подальшого дослідження є:

- розробка вдосконаленого методу ідентифікації діагностичної моделі гідро-механічного паливного регулятора з метою підвищення точності методів діагностування;
- розробка експертних систем, що дозволяють ураховувати при діагностуванні досвід експлуатації та методи неруйнівного контролю конструктивних елементів;
- використання додаткових інформативних діагностичних ознак та використання сучасних методів аналізу даних для поліпшення розпізнавання складних дефектів;
- розширення сфери застосування розроблених методів на інші типи гідравлічних систем, що дозволить підвищити їх надійність та ефективність експлуатації.

Поставлені в дисертаційній роботі завдання вирішені, мета дослідження досягнута.

ДОДАТОК А МКВ ДЛЯ ВІДХИЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ

$$\Delta_{1,5\%j}, \Delta_{-1,5\%j}, \Delta_{10\%j}, \Delta_{-10\%j}$$

Таблиця А.1. МКВ для відхилення конструктивних параметрів $\Delta_{1,5\%j}$

	$F_{СП}$	$F_{ЕІ}$	$F_{екв}$	$k_{ППК2}$	$F_{РО ВТ}$	$X_3_{РГ ВТ}$
$Q_{екв}$	-0.43430	0.09627	0.24077	-1.71032	-4.18687	13.80542
$P_{1к}$	-0.13226	-0.03737	-0.05813	0.44084	-1.27671	4.21121
$P_{2к}$	-1.17260	-0.43866	0.12067	-5.01138	-11.30350	37.27889
$P_{АП}$	-0.11722	-0.02236	-0.05109	0.39336	-1.13165	3.73214
$P_{ОДГ}$	-0.18529	-0.00296	-0.00299	0.04874	-1.78719	5.89219
P_H	-0.17421	-0.00283	-0.00295	0.04673	-1.68018	5.53984
$P_{БК}$	-0.87459	0.19384	0.48484	-3.44553	-8.43520	27.80727
$P_{n_{mk}}$	-0.00298	-0.00007	0.00011	0.00071	-0.02719	0.09723
$P_{унр}$	-0.19166	-0.00237	-0.00154	0.03870	-1.84993	6.09573
$P_{СП}$	-0.19396	-0.00193	-0.00211	0.03194	-1.86818	6.18654
$P_{КМТВТ}$	-0.00279	-0.00031	-0.00021	0.00555	-2.00092	6.57396
$P_{КПТ}$	-0.00296	-0.00006	0.00011	0.00075	-0.02725	0.09587

Таблиця А.2. МКВ для відхилення конструктивних параметрів $\Delta_{10\%j}$

	$F_{СП}$	$F_{ЕІ}$	$F_{екв}$	$k_{ППК2}$	$F_{РО ВТ}$	$X_3_{РГ ВТ}$
$Q_{екв}$	-0.54301	0.09677	0.12526	-1.56200	-4.08431	13.25888
$P_{1к}$	-0.18331	-0.03663	-0.03279	0.40219	-1.38074	4.48312
$P_{2к}$	-1.54406	-0.34570	0.05417	-4.88494	-11.62134	37.73321
$P_{АП}$	-0.16248	-0.02230	-0.02881	0.35896	-1.22391	3.97352
$P_{ОДГ}$	-0.25017	-0.00207	-0.00267	0.03192	-1.88371	6.11585
P_H	-0.23522	-0.00200	-0.00258	0.03087	-1.77113	5.75060
$P_{БК}$	-1.13949	0.20310	0.26245	-3.28459	-8.57433	27.84010
$P_{n_{mk}}$	-0.00354	-0.00002	-0.00004	0.00053	-0.02633	0.08448
$P_{унр}$	-0.25870	-0.00149	-0.00191	0.02237	-1.94760	6.32399
$P_{СП}$	-0.25937	-0.00138	-0.00177	0.02114	-1.95324	6.33854
$P_{КМТВТ}$	-0.00339	-0.00029	-0.00040	0.00410	-2.06185	6.67201
$P_{КПТ}$	-0.00353	-0.00002	-0.00004	0.00053	-0.02637	0.08451

Таблиця А.3. МКВ для відхилення конструктивних параметрів $\Delta_{-1,5\%j}$

	F _{СП}	F _{ЕІ}	F _{екв}	k _{КПП}	k _{ППК1}	k _{ППК2}	k _{ЗПК2}	F _{БК}	F _{РОВТ}	X _{ЗРГВТ}
$Q_{екв}$	0.35407	-0.09924	-0.24169	-0.02428	0.00277	1.74043	0.01211	0.00788	4.26954	-13.76602
$P_{1к}$	0.10774	0.03663	0.05891	-0.00749	0.05271	-0.43240	-0.00289	0.00239	1.30011	-4.15255
$P_{2к}$	0.95527	0.43143	-0.11753	-0.06523	-0.01249	5.09337	0.03526	0.02110	11.53666	-37.21005
$P_{АП}$	0.09547	0.02173	0.05171	-0.00662	-0.00063	-0.38591	-0.00257	0.00212	1.15246	-3.68128
$P_{ОДГ}$	0.15090	0.00185	0.00328	-0.01036	-0.00007	-0.03629	-0.00016	0.00335	1.82187	-5.84174
P_H	0.14221	0.00169	0.00305	-0.06757	-0.00006	-0.03356	-0.00014	0.00328	1.71614	-5.50489
$P_{БК}$	0.71233	-0.19996	-0.48617	-0.04875	0.00556	3.50580	0.02434	-1.56823	8.60315	-27.76840
$P_{n_{тк}}$	0.00226	0.00011	-0.00030	-0.00113	0.00000	-0.00013	0.00002	0.00005	0.02472	-0.04021
$P_{унр}$	0.15221	0.00183	0.00579	-0.00622	-0.00013	-0.04379	-0.00027	0.00183	1.84535	-5.98640
$P_{СП}$	0.16853	-0.00168	-0.00421	-0.00751	0.00015	0.02482	0.00027	0.00302	2.00252	-6.60389
$P_{КМТВТ}$	0.52610	-0.12760	-0.34777	-0.05152	0.00945	2.27759	0.01884	0.04499	7.43320	-25.01326
$P_{КПТ}$	0.00226	0.00013	-0.00035	-0.00112	0.00000	-0.00017	0.00002	0.00005	0.02493	-0.04190

Таблиця А.4. МКВ для відхилення конструктивних параметрів $\Delta_{-10\%j}$

	F _{СП}	F _{ЕІ}	F _{екв}	k _{КПП}	k _{ППК1}	k _{ППК2}	k _{ЗПК2}	F _{БК}	F _{РОВТ}	X _{ЗРГВТ}
$Q_{екв}$	0.64938	-0.09761	-0.19173	-0.01975	0.00070	1.60597	0.00290	0.00851	4.12681	-13.36816
$P_{1к}$	0.24602	0.03623	0.04834	-0.00607	0.01293	-0.40105	-0.00070	0.00259	1.38665	-4.45657
$P_{2к}$	2.01445	0.36454	-0.09838	-0.05343	-0.00301	4.94920	0.00844	0.02279	11.70885	-37.78478
$P_{АП}$	0.21808	0.02182	0.04247	-0.00539	-0.00015	-0.35790	-0.00062	0.00229	1.22860	-3.95020
$P_{ОДГ}$	0.32957	0.00163	0.00327	-0.00849	-0.00001	-0.02548	-0.00004	0.00362	1.89385	-6.10061
P_H	0.30995	0.00158	0.00314	-0.06575	-0.00001	-0.02462	-0.00004	0.00352	1.78133	-5.73809
$P_{БК}$	1.46055	-0.20299	-0.39420	-0.03982	0.00141	3.34602	0.00583	-1.43424	8.64349	-27.91733
$P_{n_{тк}}$	0.00437	0.00002	0.00010	-0.00100	0.00000	0.00020	0.00000	0.00006	0.02694	-0.08928
$P_{унр}$	0.33999	0.00122	0.00257	-0.00519	-0.00002	-0.01994	-0.00006	0.00212	1.95358	-6.27946
$P_{СП}$	0.34194	0.00056	0.00068	-0.00569	0.00004	-0.00948	0.00007	0.00297	1.97996	-6.37498
$P_{КМТВТ}$	0.05324	-0.02294	-0.06582	-0.02268	0.00232	0.35913	0.00450	0.03439	2.91081	-9.58081
$P_{КПТ}$	0.00436	0.00002	0.00010	-0.00101	0.00000	0.00021	0.00000	0.00006	0.02684	-0.08957