

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Коврига Антон Євгенійович

УДК 629.7: 539.3: 621.313

ДИСЕРТАЦІЯ

Створення методів тривимірного моделювання теплового стану
апаратів щіткотримачів електричних генераторів для забезпечення
підвищення потужності основних агрегатів

Спеціальність 134 – Авіаційна та ракетно-космічна техніка
Галузь знань 13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ Коврига Антон Євгенійович

Науковий керівник
Третяк Олексій Володимирович
доктор технічних наук, доцент

Харків – 2025

АНОТАЦІЯ

Коврига А.Є. Створення методів тривимірного моделювання теплового стану апаратів щіткотримачів електричних генераторів для забезпечення підвищення потужності основних агрегатів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 134 – "Авіаційна та ракетно-космічна техніка" (13 Механічна інженерія) – Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут", Харків, 2025.

Дисертаційну роботу присвячено актуальному питанню підвищення надійності роботи турбогенераторів та пошуку ресурсів для забезпечення підвищення потужності турбогенераторів шляхом створення нових методів тривимірного розрахунку теплового стану вузлів та деталей апарату щіткотримачів та інших елементів конструкцій турбогенераторів. Було виконано розрахунок розподілу температур в межах щітково-контактного апарату для визначення можливості надійної роботи турбогенератора з щітково-контактним апаратом, обладнаним додатковими фільтруючими елементами в системі повітряного охолодження. В частині визначення температури елементів щітково-контактного апарату було встановлено, що запаси по температурам дозволяють забезпечити безпечну роботу щітково-контактного апарату з встановленими додатковими фільтрами у складі турбогенератора без обмежень за навантаженнями та режимами роботи.

Метою дисертаційної роботи є розробка методів моделювання теплового стану апаратів щіткотримачів турбогенератора при роботі у всіх припустимих режимах роботи з забезпеченням підвищення його потужності з вирішенням сукупності задач вентиляції та теплопровідності у тривимірній постановці з використанням методу скінчених елементів.

Перший розділ дисертаційної роботи присвячений загальному аналізу впливу вибраної системи охолодження турбогенератора на його габаритно-вагові показники та конструкцію основних елементів. Розглянуті найбільш поширені

системи охолодження та значення електромагнітних навантажень, прийнятні для кожної з використовуваних систем охолодження. Також зазначені конструктивні особливості основних вузлів турбогенератора, які забезпечують циркуляцію охолоджуючих речовин та оптимальні умови відведення температури від активних частин для забезпечення вимог нормативно-технічної документації до умов експлуатації турбогенератора.

Другий розділ дисертаційної роботи присвячений аналізу існуючих методів та алгоритмів розрахунку теплового стану конструктивних частин турбогенераторів. Визначені особливості аналітичного розрахунку вентиляційної системи з використанням аналогії гідравлічних та електричних ланцюгів, а також властивості потоку з точки зору забезпечення оптимальних умов теплопередачі. Розглянуті основні принципи розрахунків системи охолодження у тривимірній постановці з використанням методу скінчених елементів на основі чисельного вирішення рівняння Нав'є-Стокса, усередненого за Рейнольдсом, для потоку охолоджуючої речовини, зокрема з застосуванням спеціалізованого модулю Flow Simulation для моделювання течії рідин та газів зі складу прикладного програмного пакету SolidWorks.

Проаналізовані алгоритми завдання граничних та початкових умов для тривимірних моделей вузлів та елементів конструкцій турбогенератора в частині детального опису конструкції з урахуванням особливостей елементів конструкції, що впливатимуть на рух охолоджуючих речовин та умови тепловідведення.

У третьому розділі розглянуті результати розрахунку теплового стану щітково-контактного апарату турбогенераторів аналітичним методом та у тривимірній постановці на основі попередньо виконаного моделювання розрахункових вузлів. Визначений розподіл потоків охолоджуючого повітря, тиск повітря в системі, тепловий стан повітря та струмопровідних частин щітково-контактного апарату з встановленими фільтрами в системі охолодження. На основі обчислень підтверджена можливість безпечної експлуатації апарату в усіх дозволених режимах експлуатації турбогенератора з дотриманням умов за допустимими температурами.

Отриманий розподіл потоків та температур дозволяє детально проаналізувати критичні елементи щітково-контактного апарату з точки зору умов охолодження та визначити шляхи оптимізації конструкції.

У четвертому розділі представлені методи випробувань турбогенератора, в тому числі теплових випробувань, що проводяться для оцінки фактичних запасів температур активних частин турбогенератора відносно визначених нормативно-технічною документацією граничних значень температур. Аналіз результатів випробувань дозволяє визначити недоліки в експлуатації турбогенератора, надати рекомендації щодо усунення виявлених недоліків системи охолодження, виявити наявні резерви для можливого підвищення потужності турбогенератора.

На прикладі результатів теплових випробувань існуючого турбогенератора показано, що порушення в системі охолодження, зокрема забруднення теплообмінних пристроїв, можуть негативно вплинути на експлуатаційні характеристики турбогенератора, особливо в літній період роботи з максимальними температурами охолоджуючих середовищ, та зрештою привести до обмеження потужності машини.

Результатом проведеної науково-дослідної роботи стали розроблені ефективні методи дослідження теплового стану вузлів та елементів конструкцій турбогенераторів, зокрема їх щітково-контактного апарату, при роботі у всіх припустимих режимах.

Врахування методів досліджень в тривимірній постановці дозволяє визначити теплові запаси конструктивних елементів, які раніше неможливо було оцінити існуючими методами спрощених аналітичних розрахунків, що відкриває широкі перспективи для оптимізації існуючих конструкцій шляхом поліпшення використання недовантажених елементів.

Використання представлених у роботі результатів дозволить збільшити електричну потужність та забезпечити надійну роботу теплових та атомних електростанцій України, які забезпечують виробництво електричної та теплової енергії, що забезпечує діяльність та розвиток всіх галузей економіки країни.

Представлена дослідна робота надає науково обґрунтовані методи

визначення теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора, що дає можливість оптимізації конструкції нових електричних машин та пошуку резервів підвищення потужності існуючого генеруючого обладнання.

Результати дисертаційної роботи використано на АТ "Українські енергетичні машини" (м. Харків) при проектуванні нових та реконструкції існуючих турбогенераторів великої потужності: ТГВ-215-2ПТЗ потужністю 215 МВт, ТГВ-325-2АУЗ потужністю 325 МВт, ТГВ-210-2МУЗ потужністю 210 МВт. Окрім цього, результати роботи впроваджено у науково-методичних процесах кафедри Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут".

Наступним кроком дослідження стане створення методів та алгоритмів розрахунку теплового стану активних частин турбогенераторів нового покоління. Розвиток дослідження у цьому напрямку дозволить досягнути максимального використання об'єму машини та забезпечити ефективне відведення теплових втрат від її активних частин.

Наукова новизна роботи:

1. Розвинуті існуючі інженерні методи визначення теплового стану на основі класичної аеродинамічної теорії та теорії теплопередачі в двовимірній постановці в частині удосконалення точності розподілу температурного поля на основі ретельного математичного моделювання конструкції.

2. Створений новий метод розрахунку теплового стану елементів конструкції турбогенераторів із вирішенням сукупності задач руху газу та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінчених елементів.

3. Вдосконалено алгоритм завдання граничних умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів енергетичного обладнання в частині детального опису теплових втрат з врахуванням пари тертя вал-щітки, вентиляційних та омічних втрат, включаючи основні та додаткові.

4. Вдосконалено алгоритм та методику проведення тестових випробувань в частин більш точного визначення теплових полів, що обумовлюються використанням сучасних статистичних методів та нових систем термоконтролю.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Створено методику розрахунку температурного стану вузлів турбогенераторів та аналогічного енергетичного обладнання, використання якої забезпечує надійну експлуатацію турбогенераторів у всіх допустимих режимах роботи протягом не менше 27000 годин. Методика базується на розроблених в роботі методах тривимірного моделювання.

2. Надане обґрунтування використання систем фільтрації повітря в корпусі щіткотримача, з забезпеченням нормального теплового стану.

3. Встановлені закономірності розподілу температурного поля у вузлах та елементах конструкцій статорів турбогенераторів та аналогічного енергетичного обладнання під дією теплових втрат різного походження. Надане обґрунтування можливості встановлення додаткових фільтрів в конструкції щітково-контактного апарату турбогенератора з забезпеченням його надійної роботи у всіх режимах. Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку розподілу температурного поля можуть бути використані при дослідженні теплового стану енергетичного обладнання літаків та аеродромів.

Отримані наукові результати можуть бути використані науково-дослідними та проєктними організаціями, конструкторськими бюро, організаціями енергетичної галузі, аерокосмічними університетами та іншими організаціями, які спеціалізуються в області досліджень і експлуатації енергетичного обладнання.

Ключові слова: турбогенератор, енергетичне обладнання, електрична машина, статор, ротор, щітково-контактний апарат, метод скінчених елементів, механічні напруження, міцність, термопружність, вібраційний стан.

Список публікацій здобувача

Статті у наукових фахових видання затверджених МОН України:

1. **А.Є. Коврига**, Особливості розрахункового визначення теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора, J. Of Mech. Eng., 2024, Том 27, № 4, сс. 22-30. <https://doi.org/10.15407/pmach2024.04.022> .

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:

1. Tretiak, O., **Kovryga, A.**, Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., Arefieva, M., Penkovska, N., Madonych, A. (2024). Estimating the influence of the rigidity of support assemblies on the resonance phenomena and the vibration state of a hydraulic unit. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (7 (132), 53–64. **(Scopus Q3)**

<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>;

2. Tretiak, O., Arefieva, M., Makarov, P., Serhiienko, S., Zhukov A., Shulga I., Penkovska N., Kravchenko S., **Kovryga A.** "Study of Different Types of Ventilation and Cooling Systems of Bulb Hydrogenerators in a Three-Dimensional Setting," *SAE Int. J. Mater. Manf.* 18(3):2025, **(Scopus Q3)** <https://doi.org/10.4271/05-18-03-0020> .

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Tretiak, O., **Kovryga, A.**, Makarov, P., Penkovska, N., Kravchenko, S. Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. LNNS*, vol. 1008, pp. 75–90, Springer, Cham. Print ISBN 978-3-031-61414-9, Online ISBN 978-3-031-61415-6, https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_7 .

2. LI International scientific and practical conference «Evolution and Improvement of Traditional Approaches to Scientific Research», December 11-13, 2024, Ljubljana, Slovenia ISBN 978-617-8427-41-2, **Коврига Антон**, Особливості розрахункового визначення теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора. <https://doi.org/10.70286/isu-11.12.2024> ;

3. XX Міжнародна науково-технічна конференція «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», 26–27 грудня, 2024, Харків, **Коврига А.Є.** «Особливості тепловідведення генеруючого обладнання електростанцій» <https://ittf.kiev.ua/xx-mizhnarodna-naukovo-texnichna-konferenciya-energetichni-ta-teplotexnichni-procesi-j-ustatkuvannya/> .

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

1. Третьяк О.В., **Коврига А.Є.**, Макаров П.М. Методологія розрахунку механічно навантажених вузлів гідрогенераторів, монографія, Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»; - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 - 95 с. IBSN 978-617-619-285-5;

2. Патент на корисну модель UA 115656, Україна, МПК H02K 1/32, H02K 1/26. Ротор турбогенератора з концентричною обмоткою / Гордієнко В.Ю., Грубой О.П., Кобзар І.В., **Коврига А.Є.**, Левченко Г.Г., Рогалін С.В., Черемісов І.Я., Хлопков О.М. – № а201403287; заявл. 31.03.2014; опубл. 11.12.2017; Бюл. № 23. – 7 с. <https://ua.patents.su/patents/h02k-1-32>

ABSTRACT

Kovryga A. Creation of methods for three-dimensional modeling of the thermal state of brush-holder devices of electric generators to ensure power increase of the main units. – A qualifying scientific work as a manuscript.

The thesis for a degree of Doctor of Philosophy (PhD) in specialty 134 – "Aerospace Engineering" (13 Mechanical Engineering). – National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, 2025.

The dissertation work is purposed to the urgent issue of the Turbogenerators reliability increasing and finding resources to ensure Turbogenerators power increasing by creating of new methods for three-dimensional calculation of the thermal state of assemblies and parts of the brush-holders device and other structural elements of Turbogenerators. The temperature distribution within the brush-holders device was calculated in order to determine the possibility of reliable operation of the Turbogenerator with a brush-holders device equipped with additional filter elements in the air cooling system. In terms of determining the temperature of the brush-holders device elements, it was found that the temperature reserves allow for safe operation of the brush-holders device with additional filters installed in the Turbogenerator without restrictions on loads and operating modes.

The purpose of the dissertation is to develop methods for modeling of the thermal state of the brush-holders devices of a Turbogenerator during operation in all permissible operating modes, ensuring an increase in its power by solving a set of ventilation and heat conduction problems in a three-dimensional setting using the finite element method.

The first Section of the dissertation is purposed to a general analysis of the influence of the selected cooling system of the Turbogenerator on its overall dimensions and weight and the design of the main elements. The most common cooling systems and the values of electromagnetic loads acceptable for each cooling systems which are used, are considered. The design features of the main units of the Turbogenerator are also indicated, which ensure the circulation of coolants and optimal conditions for removing temperature from active parts to ensure the requirements of regulatory and technical documentation for the operating conditions of the Turbogenerator.

The second section of the dissertation is devoted to the analysis of existing methods and algorithms for calculating the thermal state of structural parts of turbogenerators. The features of the analytical calculation of the ventilation system using the analogy of hydraulic and electrical circuits, as well as the properties of the flow from the point of view of ensuring optimal heat transfer conditions, are determined.

The basic principles of calculating a cooling system in a three-dimensional formulation using the finite element method based on the numerical solution of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equation for the flow of a coolant are considered, in particular, using the specialized Flow Simulation module for modeling the flow of liquids and gases from the SolidWorks application software package.

The algorithms for setting boundary and initial conditions for three-dimensional models of Turbogenerator assemblies and structural elements in terms of a detailed description of the design, taking into account the features of the structural elements that will affect the movement of coolants and heat removal conditions, have been analyzed.

The third section considers the results of calculating the thermal state of the brush-holders device of Turbogenerators by the analytical method and in a three-dimensional formulation based on previously performed modeling of the calculation units. The distribution of cooling air flows, air pressure in the system, thermal state of air and conductive parts of the brush-contact apparatus with installed filters in the cooling system were determined. Based on the calculations, the possibility of safe operation of the apparatus in all permitted operating modes of the Turbogenerator with compliance with the conditions for permissible temperatures was confirmed.

The obtained distribution of flows and temperatures allows for a detailed analysis of the critical elements of the brush-holders device from the point of view of cooling conditions and to identify ways to optimize the design.

The fourth section submits the methods for testing of a Turbogenerator, including thermal tests conducted to assess the actual temperature reserves of the active parts of the Turbogenerator relative to the temperature limit values specified in the regulatory and technical documentation. The Analysis of the test results allows us to identify shortcomings in the operation of the Turbogenerator, provide recommendations for

eliminating identified shortcomings in the cooling system, and identify existing reserves for a possible increase in the power of the Turbogenerator.

Using the example of the results of thermal tests of an existing Turbogenerator, it is shown that disturbances in the cooling system, in particular contamination of heat exchange devices, can negatively affect the operational characteristics of the Turbogenerator, especially in the summer period of operation with maximum temperatures of cooling media, and ultimately lead to a limitation of the machine power.

The result of the carried out research work was the development of effective methods for studying the thermal state of components and structural elements of Turbogenerators, in particular their brush-holders device, during operation in all permissible modes.

Taking into account research methods in a three-dimensional formulation allows determining the thermal reserves of structural elements, which were previously impossible to estimate using existing methods of simplified analytical calculations, which opens up broad prospects for optimizing existing structures by improving the use of underloaded elements.

The use of the results submitted in the work will allow to increase the electrical capacity and ensure the reliable operation of thermal and nuclear power plants of Ukraine, which provide the production of electrical and thermal energy, which ensures the activity and development of all sectors of the country's economy.

The use of the results submitted in the work will allow to increase the electrical capacity and ensure the reliable operation of thermal and nuclear power plants of Ukraine, which provide the production of electrical and thermal energy, which ensures the activity and development of all sectors of the country's economy.

The results of the dissertation work were used at JSC "Ukrainian Power Machines" (Kharkiv) in the design of new and reconstruction of existing high-power Turbogenerators: TGV-215-2PT3 rated 215 MW, TGV-325-2AU3 rated 325 MW, TGV-210-2MU3 rated 210 MW. In addition, the results of the work were implemented in the scientific and methodological processes of the department of the National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute".

The next step of the research will be the creation of methods and algorithms for calculating the thermal state of the active parts of new generation of Turbogenerators. The development of research in this direction will allow achieving maximum use of the machine volume and ensuring effective removal of heat losses from its active parts.

Scientific novelty of the work:

1. Existing engineering methods for determining the thermal state based on classical aerodynamic theory and heat transfer theory in a two-dimensional formulation have been developed in terms of improving the accuracy of the temperature field distribution based on careful mathematical modeling of the structure.

2. A new method for calculating the thermal state of Turbogenerator structural elements has been created, solving a set of problems of gas motion and heat conduction in a three-dimensional formulation using the finite element method.

3. The algorithm for setting boundary conditions for three-dimensional models of structural components of power equipment has been improved in terms of a detailed description of heat losses taking into account the shaft-brush friction pair, ventilation and ohmic losses, including main and additional ones.

4. The algorithm and methodology for conducting of tests have been improved in terms of more accurate determination of thermal fields, which is due to the use of modern statistical methods and new thermal control systems.

Practical significance of the obtained results:

1. A method for calculating the temperature state of Turbogenerator units and similar power equipment has been created, the use of which ensures reliable operation of Turbogenerators in all permissible operating modes for at least 27,000 hours. The method is based on the three-dimensional modeling methods developed in the work.

2. The justification for the use of air filtration systems in the brush-holders device, ensuring a normal thermal state, is provided.

3. The regularities of the temperature field distribution in the units and structural elements of Turbogenerator stators and similar power equipment under the influence of heat losses of various origins are established. The possibility of installing additional filters in the design of the brush-holders device of the Turbogenerator to ensure its reliable

operation in all modes is justified.

The methods developed in the work for three-dimensional calculation of the temperature field distribution can be used in the study of the thermal state of the power equipment of aircraft and airfields.

The obtained scientific results can be used by research and design organizations, design bureaus, energy industry organizations, aerospace universities and other organizations specializing in the field of research and operation of power equipment.

Keywords: turbogenerator, power equipment, electric machine, stator, rotor, brush-contact apparatus, finite element method, mechanical stresses, strength, thermoelasticity, vibrational state.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ.....	17
ВСТУП.....	19
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ЩОДО СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ	27
1.1 Переваги та недоліки сучасних систем охолодження турбогенераторів	27
1.2 Аналіз впливу застосованої системи охолодження на головні розміри турбогенератора	30
1.2.1 Лінійне навантаження статора.....	32
1.2.2 Магнітна індукція у повітряному зазорі.....	32
1.2.3 Густина струму в обмотках.....	33
1.3 Особливості конструкції турбогенератора в залежності від вибраної системи охолодження	34
1.3.1 Конструкція корпусу та осердя статора	36
1.3.2 Конструкція обмотки статора	41
1.3.3 Конструкція ротора.....	45
1.3.4 Опорні вузли турбогенератора	50
1.3.5 Конструкція коробів	51
1.3.6 Системи забезпечення турбогенератора.....	52
1.4 Сучасні підходи до формування системи охолодження турбогенератора, проблемні питання та шляхи їх вирішення	54
1.5 Висновки до першого розділу.....	56
1.6 Література до першого розділу.....	57
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ТА ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ТУРБОГЕНЕРАТОРА.....	60
2.1 Визначення витрат охолоджуючої речовини	60

	15
2.2 Аналітичний вентиляційний розрахунок.....	61
2.2.1 Гідравлічний опір газопроводу	61
2.2.2 Гідравлічний опір складного газопроводу	66
2.2.3 Вентиляційний розрахунок складних схем.....	67
2.3 Тепловий розрахунок.....	68
2.3.1 Розрахунок нагріву окремих частин машини методом теплових схем....	69
2.3.2 Щільність теплового потоку	70
2.3.3 Теплопровідність	71
2.3.4 Тепловіддача з поверхні	71
2.4 Математичне моделювання фізичних процесів в тривимірній постановці ...	73
2.4.1 Постановка задачі тривимірного розрахунку системи охолодження турбогенератора	74
2.4.2 Початкові та граничні умови	78
2.4.3 Чисельне розв'язання задачі.....	81
2.5 Висновки до другого розділу.....	82
2.6 Література до другого розділу	83
РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ЩІТКОВО-КОНТАКТНОГО АПАРАТУ ТУРБОГЕНЕРАТОРА З ДОДАТКОВИМИ ФІЛЬТРАМИ	85
3.1 Конструкція апарату щіткотримачів турбогенератора	87
3.2 Аналітичний розрахунок апарату.....	90
3.3 Тривимірний розрахунок.....	98
3.4 Висновки до третього розділу	103
3.5 Література до третього розділу	104
РОЗДІЛ 4 ТЕПЛОВІ ТА ВІБРАЦІЙНІ ВИПРОБУВАННЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРА.....	106
4.1 Технічні характеристики випробуваного турбогенератора.....	109

	16
4.2 Теплові випробування	111
4.2.1 Методика проведення випробувань	111
4.2.2 Аналіз отриманих результатів	114
4.3 Вібраційні випробування	125
4.3.1 Методика проведення випробування.....	125
4.3.2 Результати вібраційних випробувань	126
4.4 Основні рекомендації щодо обстежуваного турбогенератора	132
4.5 Висновки до четвертого розділу.....	133
4.6 Література до четвертого розділу	134
ВИСНОВКИ.....	136
ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	138
ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	140
ДОДАТОК В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	141

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення та символи

ρ – густина, кг/м³

c – питома теплоємність, Дж/(кг·К)

λ – теплопровідність матеріалу тіла, Вт/(м·К)

α – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні, Вт/(м²·К)

u – швидкість течії, м/с

p – тиск, Па

ν – кінематична в'язкість, м²/с

V – швидкість теплоносія, м/с

Q – об'ємна витрата теплоносія, м³/с

H – напір потоку, Па

R – гідравлічний опір ланцюгу, кг/м⁷

ξ – коефіцієнт гідравлічного ділянки вентиляційного каналу, в.о.

F – площа перетину ділянки вентиляційного каналу, м²

Π – периметр перерізу ділянки газопроводу, м

ϑ – різниця температур між поверхнями, К

W – питоме теплове навантаження, Вт/м²

I – струм, А

U – напруга, кВ

Індекси

C_A – постійна Арнольда, м³/(хв·В·А)

D_1 – діаметр розточки статора, м;

l_1 – довжина осердя статора, м;

n_n – номінальна частота обертання, об/хв;

A_1 – лінійне навантаження статора, А/м;

B_δ – Максимальне (амплітудне) значення індукції в зазорі, Тл;

k_y – коефіцієнт скорочення кроку обмотки статора.

j_1 – густина струму обмотці статора, А/м²

j_2 – густина струму обмотці ротора, А/м²

ΔT – підігрів теплоносія, К

λ_t – коефіцієнт гідравлічного тертя вентиляційного каналу, в.о.

$\sum P$ – сумарні теплові втрати, що відводяться теплоносієм, кВт

$\cos \varphi$ – номінальний коефіцієнт потужності, в.о.

Скорочення

НДС – напружено-деформований стан

МСЕ – метод скінчених елементів

CFD – Computational Fluid Dynamics

ВСТУП

Актуальність досліджень. На переважній більшості енергоблоків, що експлуатуються зараз в Україні, використовуються турбогенератори та гідрогенератори, які були розроблені у 60-70-х роках минулого сторіччя. Таким чином їх проектування, розрахунок та виготовлення виконувалися на базі наукових розробок того часу, тобто на основі спрощених аналітичних методів.

При цьому точність виконання аналітичних вентиляційних та теплових розрахунків не дозволяла визначити розподіл температурного поля в елементах конструкції, через що результатами розрахунків були усереднені значення температур окремих елементів. Це призводило до збільшених розмірів активних частин з метою зниження теплових втрат і збільшення поверхонь охолодження та вентиляційних каналів, що в свою чергу негативно впливало на загальні розміри, і, відповідно, масу генераторів.

Сучасні загальносвітові тенденції в проектуванні генераторів вимагають зниження необхідної маси генератора по відношенню до його потужності. Це можливо досягти завдяки вдосконаленню конструкції, зменшенню втрат в генераторі, підвищенню ефективності системи вентиляції.

Сучасні методики контролю та розрахунків з використанням комп'ютерних систем дозволяють вирішувати складні завдання з аналізу їх теплового стану, за визначенням теплових полів або розрахунку температури окремих вузлів, наприклад, за допомогою еквівалентних теплових схем заміщення.

З точки зору теплових та вентиляційних розрахунків використання тривимірних підходів дозволяє більш точно враховувати розподіл температури по об'єму машини, виходячи з основних і додаткових втрат, що виділяються в окремих елементах генератора. Точний розрахунок теплових процесів має важливе практичне значення на всіх етапах проектування генераторів. Зокрема це дає можливість визначити елементи конструкції, що мають значні запаси по температурам. Такий підхід відкриває додаткові можливості для оптимізації та вдосконалення конструкцій, підвищення їх надійності та зниження маси.

Для забезпечення оптимальної конструкції генератора при проектуванні,

коли необхідно порівнювати кілька варіантів машини, результати розрахунків системи охолодження та температурних показників з використанням комп'ютерної техніки часто є визначальними з точки зору можливості забезпечення мінімальної маси обладнання.

Враховуючи вищевикладене, розробка методів розрахунку теплового стану конструкцій турбогенераторів великої потужності у тривимірній постановці, дасть можливість визначити резерви підвищення потужності генеруючого обладнання. Це в свою чергу надасть обґрунтування для довготривалої експлуатації у надпроектних режимах турбогенераторів теплових електростанцій, що має велике наукове і практичне значення для України.

Мета і завдання дослідження. Розробка методів дослідження системи вентиляції та теплового стану елементів конструкції турбогенераторів, зокрема щітково-контактного апарату з додатково-встановленими фільтрами, у всіх допустимих режимах роботи турбогенератора із вирішенням сукупності задач руху охолоджуючого середовища та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінчених елементів.

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

- провести аналіз особливостей конструкції та роботи турбогенераторів теплових електростанцій;
- провести аналіз впливу системи вентиляції на конструкцію та масо-габаритні показники турбогенераторів;
- провести аналіз існуючих інженерних методів вентиляційних та теплових розрахунків, а також принципів проектування елементів конструкції енергетичного обладнання за цими методами;
- створити удосконалений алгоритм завдання граничних та початкових умов для тривимірних моделей вузлів та елементів щітково-контактного апарату турбогенератора в частині детального опису конструкції з урахуванням всіх діючих при експлуатації факторів на основі тривимірного моделювання;
- отримати граничні умови для побудови просторової картини розподілу

температури вузлів та елементів щітково-контактного апарату турбогенератора з встановленим фільтром, визначити елементи конструкції, що мають можливість оптимізації;

- розробити метод визначення теплового стану елементів конструкції турбогенераторів із вирішенням сукупності задач руху газу та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінчених елементів.

Об'єкт дослідження – процеси руху газоподібного охолоджуючого середовища та теплообміну елементів конструкції щітково-контактного апарату турбогенератора з встановленням додаткових фільтрів при роботі турбогенератора у всіх допустимих режимах.

Предмет дослідження – тепловий стан вузлів та елементів конструкції турбогенераторів, зокрема щітково-контактного апарату.

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

1. Класичні методи і моделі теорій руху газоподібних середовищ, теплопровідності газоподібних та суцільних середовищ для формування рівнянь стану.

2. Дискретизація розв'язувальних співвідношень для аналізу руху газоподібних середовищ та теплового стану досліджуваних елементів конструкції на основі методу скінчених елементів.

3. Числові дослідження, що здійснювалися у середовищі програмного комплексу SolidWorks з модулем Flow Simulation, в якому створювалися тривимірні комп'ютерні моделі та проводилися розрахунки вентиляції та теплового стану елементів.

4. Метод декомпозиції Рейнольдса для вирішення проблем турбулентності в частині замикавання турбулентності, а саме використання k - ϵ моделі.

Точність отриманих в роботі результатів і висновків забезпечується математичним моделюванням без суттєвих спрощень та без використання умов симетрії.

Отримані результати математичного тривимірного моделювання системи

вентиляції та теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора задовільно погоджуються з даними експериментальних і теоретичних досліджень інших авторів.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Розвинуті існуючі інженерні методи визначення теплового стану на основі класичної аеродинамічної теорії та теорії теплопередачі в двовимірній постановці в частині удосконалення точності розподілу температурного поля на основі ретельного математичного моделювання конструкції.

2. Створений новий метод розрахунку теплового стану елементів конструкції турбогенераторів із вирішенням сукупності задач руху газу та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінчених елементів.

3. Вдосконалено алгоритм завдання граничних умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів енергетичного обладнання в частині детального опису теплових втрат з врахуванням пари тертя вал-щітки, вентиляційних та омічних втрат, включаючи основні та додаткові.

4. Вдосконалено алгоритм та методику проведення тестових випробувань в частин більш точного визначення теплових полів, що обумовлюються використанням сучасних статистичних методів та нових систем термоконтролю.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Створено методику розрахунку температурного стану вузлів турбогенераторів та аналогічного енергетичного обладнання, використання якої забезпечує надійну експлуатацію турбогенераторів у всіх допустимих режимах роботи протягом не менше 27 000 годин. Методика базується на розроблених в роботі методах тривимірного моделювання.

2. Надане обґрунтування використання систем фільтрації повітря в корпусі щіткотримача, з забезпеченням нормального теплового стану.

3. Встановлені закономірності розподілу температурного поля у вузлах та елементах конструкцій статорів турбогенераторів та аналогічного енергетичного обладнання під дією теплових втрат різного походження. Надане обґрунтування можливості встановлення додаткових фільтрів в конструкції щітково-контактного

апарату турбогенератора з забезпеченням його надійної роботи у всіх режимах.

Розроблені в роботі методи тривимірного розрахунку розподілу температурного поля можуть бути використані при дослідженні теплового стану енергетичного обладнання літаків та аеродромів.

Отримані наукові результати можуть бути використані науково-дослідними та проєктними організаціями, конструкторськими бюро, організаціями енергетичної галузі, аерокосмічними університетами та іншими організаціями, які спеціалізуються в області досліджень і експлуатації енергетичного обладнання.

Впровадження результатів роботи. Розроблені автором наукові положення реалізовані:

- на АТ "Українські енергетичні машини" (м. Харків) при проєктуванні нових та реконструкції існуючих турбогенераторів великої потужності: ТГВ-215-2ПТЗ потужністю 215 МВт, ТГВ-325-2АУЗ потужністю 325 МВт, ТГВ-210-2МУЗ потужністю 210 МВт.;

- в науково-методичних процесах кафедри Національного аерокосмічного університету 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. В дисертації відсутні результати, що належать співавторам, разом з якими опубліковані наукові праці.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана в Національному аерокосмічному університеті ім. М.Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут".

Робота проводилася відповідно до "Енергетичної стратегії України на період до 2035 р.", що схвалена розпорядженням розпорядження Кабінету Міністрів України № 605-р. від 18.08.2017 р., та "Енергетичної стратегії України на період до 2050 р.", що схвалена розпорядженням Кабінету Міністрів України №373-р від 21 квітня 2023 р.

Апробація результатів дисертації. Результати роботи доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на: науково-практичній конференції

"Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023", (Україна, м. Харків, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 2023 р.), науково-практичній конференції LI International scientific and practical conference «Evolution and Improvement of Traditional Approaches to Scientific Research» (December 11-13, 2024, Ljubljana, Slovenia) та XX Міжнародній науково-технічній конференції «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» (26–27 грудня, 2024, Харків).

Публікації. Основний зміст дисертації відображено у 3 статтях, з яких одна стаття у виданні, яке входить до переліку наукових фахових видань України [1] та дві статті у виданнях, що реферуються в базі даних Scopus [2, 3]. Окрім цього, основні результати роботи опубліковані в трьох тезах науково-технічної конференції [4, 5, 6], в одній монографії [7] та в одному патенті [8].

Всі положення наукової новизни дисертації отримані автором самостійно. В статтях, що опубліковані у співавторстві, проведення досліджень і аналіз результатів виконані автором особисто; формулювання задач і висновків виконано разом із науковим керівником і частково із співавторами публікацій; підготовка й видання науково-технічних статей виконано за участю співавторів. В спільних роботах автору належить:

[1] – створення методу розрахунку системи вентиляції та теплового стану елементів щітково-контактного апарату турбогенератора, що знаходяться під впливом різних діючих чинників;

[2] – визначення вимог до конструкції великої електричної машини для забезпечення її надійної роботи на номінальних режимах протягом заданого терміну експлуатації; створення методу дослідження НДС корпусу великої електричної машини; аналіз впливу зусиль на зварні з'єднання корпусу великої електричної машини;

[3] – побудова алгоритму завдання граничних та початкових умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів енергетичного обладнання, розрахунок граничних умов для зв'язаної задачі міцності; обчислення тривимірних векторів сил основних навантажень; оцінка НДС струмопровідних елементів

статора та визначення максимальних струмових зусиль на основі допустимого фактичного перегріву для нестационарної тривимірної задачі;

[4] – розробка тривимірної моделі апарату щіткотримачів для проведення розрахунку методом МСЕ;

[5] – тривимірний розрахунок методом МСЕ системи вентиляції та теплового стану елементів щітково-контактного апарату турбогенератора;

[6] – аналіз особливостей тепловідведення від генеруючого обладнання електростанції на основі даних про теплові випробування;

[7] – Методологія розрахунку напружено-деформованого стану елементів генераторів в тривимірній постановці; моделювання, розрахунок і аналіз системи охолодження генератора;

[8] – моделювання розподілу потоків охолоджуючого газу між вентиляційними каналами в провідниках обмотки з різними перетинами каналів та умовами надходження газу.

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 142 сторінки, з них 119 сторінок основного тексту, 31 рисуноків по тексту, 14 таблиць по тексту, списків використаних джерел до кожного розділу, сумарно викладених на 4 сторінках.

Література до вступу:

1. **А.Є. Коврига**, Особливості розрахункового визначення теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора, J. Of Mech. Eng., 2024, Том 27, № 4, сс. 22-30. <https://doi.org/10.15407/pmach2024.04.022> ;

2. Tretiak, O., **Kovryga, A.**, Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., Arefieva, M., Penkovska, N., Madonych, A. (2024). Estimating the influence of the rigidity of support assemblies on the resonance phenomena and the vibration state of a hydraulic unit. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6 (7 (132), 53–64. (Scopus Q3) <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778> ;

3. Tretiak, O., Arefieva, M., Makarov, P., Serhiienko, S., Zhukov A., Shulga I., Penkovska N., Kravchenko S., **Kovryga A.** "Study of Different Types of Ventilation and Cooling Systems of Bulb Hydrogenerators in a Three-Dimensional Setting," *SAE Int. J. Mater. Manf.* 18(3):2025. (**Scopus Q3**) <https://doi.org/10.4271/05-18-03-0020> ;

4. Tretiak, O., **Kovryga, A.**, Makarov, P., Penkovska, N., Kravchenko, S. Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. LNNS, vol. 1008, pp. 75–90, Springer, Cham. Print ISBN 978-3-031-61414-9, Online ISBN 978-3-031-61415-6. https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_7 ;

5. LI International scientific and practical conference «Evolution and Improvement of Traditional Approaches to Scientific Research», December 11-13, 2024, Ljubljana, Slovenia ISBN 978-617-8427-41-2, **Коврига Антон**, Особливості розрахункового визначення теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора. <https://doi.org/10.70286/isu-11.12.2024> ;

6. XX Міжнародна науково-технічна конференція «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», 26–27 грудня, 2024, Харків, **Коврига А.Є.** «Особливості тепловідведення генеруючого обладнання електростанцій» <https://ittf.kiev.ua/xx-mizhnarodna-naukovo-texnichna-konferenciya-energetichni-ta-teplotexnichni-procesi-j-ustatkuvannya/> ;

7. Третяк О.В., **Коврига А.Є.**, Макаров П.М. Методологія розрахунку механічно навантажених вузлів гідрогенераторів, монографія, Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»; - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 - 95 с. IBSN 978-617-619-285-5;

8. Патент на корисну модель UA 115656, Україна, МПК H02K 1/32, H02K 1/26. Ротор турбогенератора з концентричною обмоткою / Гордієнко В.Ю., Грубой О.П., Кобзар І.В., **Коврига А.Є.**, Левченко Г.Г., Рогалін С.В., Черемісов І.Я., Хлопков О.М. – № а201403287; заявл. 31.03.2014; опубл. 11.12.2017; Бюл. № 23. – 7 с. <https://ua.patents.su/patents/h02k-1-32>

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ЩОДО СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРІВ

1.1 Переваги та недоліки сучасних систем охолодження турбогенераторів

Практично всі сучасні турбогенератори, що призначені для роботи з паровою або газовою турбіною, мають горизонтальне розташування осі обертання. Висока частота обертання визначає конструктивне виконання ротора турбогенератора у вигляді довгого циліндра, що виготовляється з високолегованої сталі з підвищеними механічними та магнітними властивостями. Це потрібно для сприйняття високих механічних напруг в зубцях і тілі ротора, а також в бандажних кільцях, що виникають внаслідок дії відцентрових сил. Використання сучасних матеріалів поковок дозволяє виконувати ротори двохполюсних турбогенераторів з діаметром до 1200...1350 мм при номінальній частоті обертання 3000 об/хв. Для турбогенераторів, розрахованих на роботу в мережі з частотою 60 Гц, коли номінальна частота обертання складає 3600 об/хв, значення максимального діаметра ротора зменшується до 850...950 мм.

При чотирьохполюсному виконанні турбогенератора (тобто при частоті обертання 1500 об/хв.) відцентрові сили в роторі зменшуються та обмежувальними факторами в основному є можливість виготовлення та транспортування поковки великої маси. У потужних чотиріполюсних турбогенераторів діаметр ротора зазвичай становить 1600...1800 мм.

Корпус статора турбогенератора як правило спирається на фундамент за допомогою лап на бічних сторонах. Ротор спирається на два підшипники ковзання, які можуть бути окремими (стояковими) або вбудованими в торцеві щити корпусу статора. Стоякові підшипники забезпечують меншу трудомісткість при виготовленні, а також є більш зручними з точки зору складання та розбиранні турбогенератора на електростанції, проте вбудовані підшипники можуть забезпечити дещо меншу відстань між осями вальниць, що може бути важливим з точки зору збільшення критичної частоти обертання валу. Достатньо розповсюдженою є конструкція, коли стояковий підшипник з боку турбіни

розташовується в циліндрі низького тиску турбіни (тобто навіть не є безпосередньою частиною турбогенератора).

На рис.1.1 наведений загальний вид турбогенератора потужністю 325 МВт частотою обертання 3000 об/хв з безпосереднім водневим охолодженням активних частин.

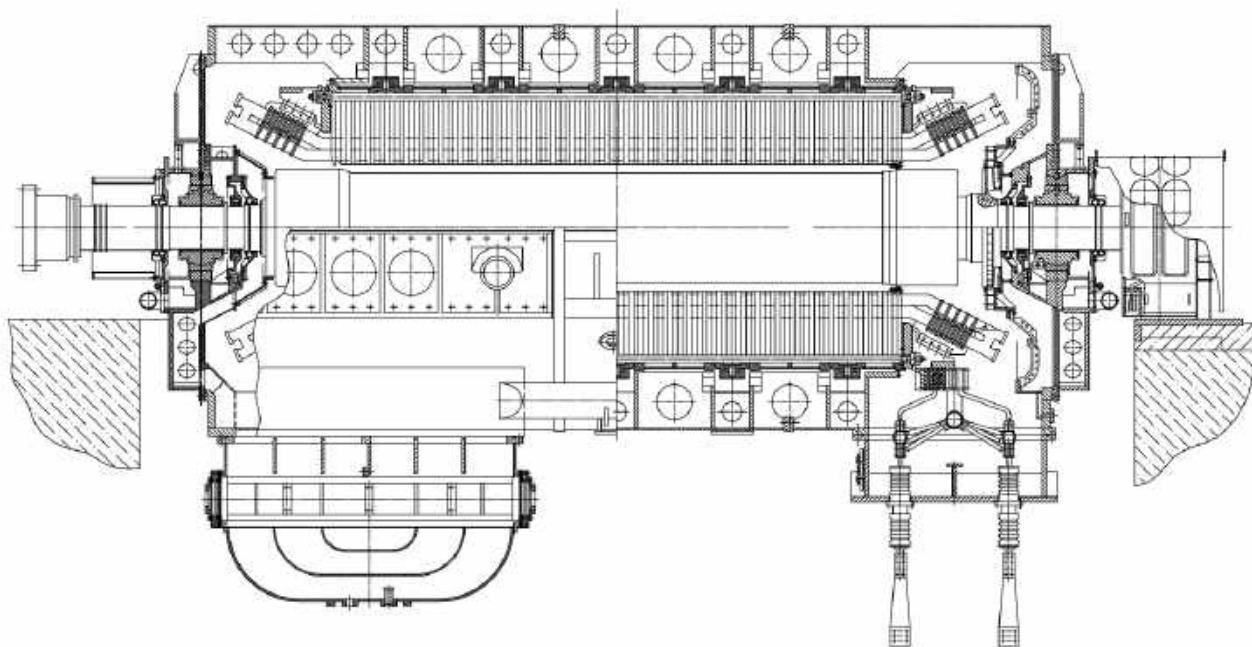


Рис.1.1 – Загальний вид турбогенератора

Існуючі типи турбогенераторів можна розділити на декілька груп за застосованим охолоджуючим середовищем, а саме:

- з повітряним охолодженням;
- з газовим (як правило водневим) охолодженням;
- з рідинним (як правило водяним) охолодженням.

Також достатньо розповсюдженим є комбіноване охолодження турбогенератора, коли окремі його частини мають різні охолоджуючі середовища. Найчастіше зустрічається комбінація рідинного охолодження обмотки статора та газового охолодження обмотки ротора та осердя статора.

Застосовується також рідинна оливна система охолодження, проте вона є порівняно рідкісною, що в першу чергу пов'язано зі складністю виконання

ремонтних робіт для такої конструкції.

Також турбогенератори можна розділити на наступні групи за способом охолодження:

- з непрямим охолодженням, коли охолоджуюче середовище контактує лише з зовнішніми поверхнями активних частин, а відведення тепла від обмоток відбувається крізь їх основну ізоляцію;

- з безпосереднім охолодженням, коли охолоджуюче середовище проходить крізь спеціально передбачені канали в осерді та провідниках обмотки;

- зі змішаним охолодженням, коли окремі частини турбогенератора мають різні способи охолодження (наприклад комбінація непрямого охолодження обмотки статора з безпосереднім охолодженням осердя статора та обмотки ротора).

Найчастіше зустрічаються на практиці наступні поєднання охолоджуючих середовищ та способів охолодження турбогенераторів:

- повітряне непряме охолодження обмоток ротора та статора і безпосереднє охолодження осердя статора;

- водневе непряме охолодження обмоток ротора та статора і безпосереднє охолодження осердя статора;

- повітряне безпосереднє охолодження обмотки ротора та осердя статора та непряме охолодження обмотки статора;

- водневе безпосереднє охолодження обмотки ротора та осердя статора і непряме охолодження обмотки статора;

- водневе безпосереднє охолодження обмотки ротора, обмотки та осердя статора;

- безпосереднє охолодження обмотки ротора та осердя статора воднем, безпосереднє охолодження обмотки статора водою;

- безпосереднє охолодження обмотки ротора, обмотки та осердя статора водою.

Як видно з розглянутих вище комбінацій, непряме охолодження осердя статора турбогенератора не знайшло застосування у практиці. Це пов'язане в тому числі з такою конструктивною особливістю турбогенератора, як велика радіальна

ширина спинки осердя статора, обумовлена необхідністю забезпечення прийняттого рівня індукції при проходженні відносно великого магнітного потоку, що виникає внаслідок малої кількості полюсів та, відповідно, обмеженої кількості витків обмотки статора. Широка спинка у поєднанні з великою осьовою довжиною осердя статора не дає можливості повноцінного відведення теплових втрат лише за допомогою обдування зовнішніх поверхонь осердя навіть за умови використання безпосереднього охолодження обмотки статора.

1.2 Аналіз впливу застосованої системи охолодження на головні розміри турбогенератора

Розміри активних частин турбогенератора та конструктивні рішення, прийняті для окремих його вузлів, суттєво залежать від застосованої системи охолодження [1]. Зокрема в процесі первинного вибору основних геометричних розмірів в процесі електромагнітного розрахунку турбогенератора необхідно задати значення електромагнітних навантажень (в першу чергу магнітної індукції в зазорі, лінійного навантаження та густини струмів статора і ротора). Ці значення в першу чергу визначаються можливостями системи охолодження в частині відведення тієї кількості тепла, яка буде виділятися в активних частинах машини внаслідок вибраних навантажень.

Одним з можливих методів первинного вибору основних геометричних розмірів є використання формули машинної постійної Арнольда, що характеризує ступінь використання активного обсягу турбогенератора,

$$C_A = \frac{D_1^2 \cdot l_1 \cdot n_H}{S_H} = \frac{90}{A_1 \cdot B_\delta \cdot k_y} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{хв} \cdot \text{В} \cdot \text{А}} \quad (1.1)$$

де D_1 – діаметр розточки статора, м;

l_1 – довжина осердя статора, м;

n_H – номінальна частота обертання, об/хв;

S_n – номінальна повна потужність турбогенератора, В·А;

A_1 – лінійне навантаження статора, А/м;

B_δ – Максимальне (амплітудне) значення індукції в зазорі, Тл;

k_y – коефіцієнт скорочення кроку обмотки статора.

Величина C_A зберігається приблизно постійною для серії турбогенераторів різної потужності з однаковою системою охолодження, але для турбогенераторів з різними типами охолодження та використаними охолоджуючими середовищами значення C_A може суттєво відрізнятись. Зазвичай у загальному випадку формула (1.1) дає лише попередні значення основних розмірів, які в подальшому уточнюються на основі виконання повноцінного електромагнітного розрахунку.

З розглянутих охолоджуючих середовищ найкращі властивості з точки зору тепловідведення має вода завдяки своїй великій теплоємності. При цьому для охолодження обмоток під електричною напругою має використовуватись дистильована вода, яка забезпечує необхідні діелектричні властивості. Таким чином водяна система охолодження турбогенератора потребує спеціальної системи підготовки води, що зазвичай включає в себе водяний бак, насоси, механічні, магнітні та іонообмінні фільтри, теплообмінники, систему контролю витрат, тиску та температури.

Повітряне і газове охолодження при атмосферному тиску мають приблизно однакові властивості з точки зору тепловідведення, проте при використанні повітря вентиляційні втрати зростають через його більшу густину. Використання водню, який має набагато нижчу від повітря густину, суттєво знижує вентиляційні втрати, тому для поліпшення тепловідведення можливо використати підвищення тиску газу всередині турбогенератора (зазвичай надлишковий тиск складає $3 \dots 4 \text{ кг/см}^2$, тобто $0,3 \dots 0,4 \text{ МПа}$), яке дозволяє суттєво знизити витрату газу при відносно невеликому збільшенні вентиляційних втрат. Таке рішення також призводить до деякого ускладнення конструкції турбогенератора через необхідність використання герметичної конструкції корпусних деталей та наявності спеціальної системи підготовки водню, що забезпечує первинне наповнення та підтримання заданих параметрів водню.

Розглянемо докладніше питання граничних значень електромагнітних навантажень в залежності від вибраної системи охолодження.

1.2.1 Лінійне навантаження статора

Лінійне навантаження статора визначається як відношення сумарного струму пазової частини статора до довжини розточки статора:

$$A_1 = \frac{N \cdot I_\phi}{\pi \cdot D_1}, \text{ А/м}, \quad (1.2)$$

де N – загальна кількість ефективних провідників обмотки в пазах статора;

I_ϕ – струм в ефективному провіднику, А (тобто струм паралельної гілки обмотки статора);

Таким чином лінійне навантаження статора характеризує щільність розташування джерел тепловиділення всередині генератора та прямо впливає на нагрівання обмоток як статора, так і ротора.

Попередній вибір значення лінійного навантаження визначається в першу чергу класом ізоляції та системою охолодження. Як правило при непрямому охолодженні повітрям значення лінійного навантаження статора складають $A_1 = 45000 \dots 70000$ А/м, а при непрямому охолодженні воднем $A_1 = 65000 \dots 80000$ А/м. При використанні безпосереднього водневого охолодження, що має значно більшу інтенсивність, можна прийняти суттєво більші значення лінійного навантаження: зокрема $A_1 = 100000 \dots 120000$ А/м при безпосередньому газовому охолодженні обмотки статора та $A_1 = 120000 \dots 240000$ А/м (та навіть більше для особливо потужних машин) при безпосередньому водяному охолодженні обмотки статора.

1.2.2 Магнітна індукція у повітряному зазорі

Індукція в повітряному зазорі (зазорі між ротором і статором) визначає індукцію в окремих елементах магнітного ланцюга турбогенератора, зокрема у зубцях статора та ротора, що в свою чергу впливає на рівень втрат в осерді статора та значення струму збудження, та, відповідно, втрат на збудження. Занадто високий

рівень індукції призводить до насичення магнітної системи та підвищення втрат, а низька індукція призводить до суттєвого зростання маси осердя і, відповідно, вартості турбогенератора. Тому з точки зору оптимального використання об'єму машини існує достатньо обмежений діапазон вибору магнітної індукції, яка мало залежить від вибраної системи охолодження та в основному залежить від магнітних властивостей застосованих матеріалів осердя статора та бочки ротора.

Загальноприйнятий рівень магнітної індукції в повітряному зазорі складає $B_\delta = 0,7 \dots 0,9$ Тл.

1.2.3 Густина струму в обмотках

Окремо розглянемо питання вибору густини струму в обмотках статора і ротора, які напряду не входять до виразу (1.1) для постійної Арнольда, проте можуть впливати на значення прийнятих електромагнітних навантажень, в першу чергу лінійного навантаження статора.

При використанні в турбогенераторі непрямого охолодження обмоток попередньо прийнята густина струму обмежується перевищенням температури для заданого класу ізоляції та напруги статора, що визначає товщину ізоляції, крізь яку відбувається основне тепловідведення.

Для повітряного непрямого охолодження обмотки статора значення густини струму зазвичай складає $j_1 = 2 \cdot 10^6 \dots 3,5 \cdot 10^6$ А/м², а при використанні водню, що підвищує інтенсивність охолодження пропорційно своєму надлишковому тиску, густина струму може бути підвищена до $j_1 = 2,5 \cdot 10^6 \dots 4,5 \cdot 10^6$ А/м². В обох розглянутих випадках більші значення густини струму відносяться до меншої напруги обмотки статора.

Безпосереднє охолодження провідників обмотки водою дозволяє значно підвищити густина струму, при цьому значення густини струму вже практично не буде залежати від напруги, бо тепловідведення відбувається не крізь товщину ізоляції, а безпосередньо до охолоджуючої речовини всередині мідного провідника. В даному випадку нагрів обмотки здебільшого визначається схемою охолодження та швидкістю руху води або газу в каналах обмотки. У загальному випадку густина струму при безпосередньому газовому охолодженні може бути

прийнята на рівні $j_1 = 4,5 \cdot 10^6 \dots 8 \cdot 10^6 \text{ А/м}^2$, а при безпосередньому охолодженні водою – $j_1 = 6 \cdot 10^6 \dots 12 \cdot 10^6 \text{ А/м}^2$.

Густина струму в обмотці ротора в основному визначається допустимою температурою обмотки, а також допустимими короткочасними навантаженнями. На відміну від обмотки статора величина напруги збудження не впливає на вибір густини струму, бо товщина корпусної ізоляції обмотки ротора (гільзи) в основному визначається технологічними міркуваннями.

Підвищення ефективності охолодження дозволяє суттєво збільшувати густину струму обмотки ротора. Зокрема значення густини струму обмотки ротора може бути прийняте на рівні $j_2 = 2,5 \cdot 10^6 \dots 3,5 \cdot 10^6 \text{ А/м}^2$ при повітряному непрямому охолодженні, $j_2 = 3,5 \cdot 10^6 \dots 4,5 \cdot 10^6 \text{ А/м}^2$ при водневому непрямому охолодженні, $j_2 = 6,0 \cdot 10^6 \dots 1,0 \cdot 10^7 \text{ А/м}^2$ при безпосередньому охолодженні воднем та $j_2 = 8,0 \cdot 10^6 \dots 1,2 \cdot 10^7 \text{ А/м}^2$ при безпосередньому охолодженні водою.

Загальні тепловиділення в статорі прямо пропорційні добутку лінійного навантаження статора та густини струму в обмотці статора $A_1 \cdot j_1$, тому збільшення густини струму статора може вимагати відповідного зниження лінійного навантаження. Густина струму ротора також може впливати на електромагнітні навантаження, проте здебільшого необхідність їх коригування можна визначити лише за результатами електромагнітного та теплового розрахунків турбогенератора.

1.3 Особливості конструкції турбогенератора в залежності від вибраної системи охолодження

На основі розглянутих залежностей можна зробити висновок, що вибір системи охолодження може суттєво сплинути на геометричні розміри, вагу та вартість турбогенератора. На практиці вибір способу охолодження для заданих параметрів турбогенератора може бути зроблений на основі порівняння конкретних розрахункових варіантів, а також технологічних можливостей виробника, умов експлуатації та безпосередніх вимог Замовника обладнання [2]. При цьому для турбогенераторів відносно невеликої потужності фактично може

бути вибрана будь-яка з розглянутих систем охолодження, але з ростом потужності діапазон можливих систем охолодження буде обмежуватись через надмірні масогабаритні показники обладнання при виборі конструктивно простіших, але менш ефективних способів охолодження.

Здебільшого повітряне охолодження мають турбогенератори відносно невеликої потужності (до 60 МВт), а при більшій потужності вже використовується водневе наповнення корпусу. Проте сучасні тенденції посувають межу використання повітряного охолодження, яке набагато зручніше в експлуатації, в сторону збільшення потужності навіть незважаючи на деяке збільшення втрат та масогабаритних показників турбогенератора, зокрема до потужностей 200 МВт та навіть більше.

Конструкція турбогенераторів з безпосереднім і непрямим охолодженням має багато спільного, проте машини з безпосереднім охолодженням мають свою специфіку, пов'язану насамперед з необхідністю організації більш складного руху охолоджуючої речовини.

Турбогенератори практично завжди мають замкнуту систему охолодження, в якій охолоджувальне середовище (повітря, газ, дистилат або олива) циркулює в замкнутій системі, відводячи при цьому теплові втрати від активних та конструктивних частин машини (обмоток, осердя статора, вальниць та ін.), при цьому саме охолоджувальне середовище нагрівається. Замкнута система дозволяє підтримувати необхідні при експлуатації параметри охолоджувальних середовищ: чистоту, електричні та хімічні властивості, вміст вологи та інше. Відведення теплових втрат від охолоджувальних середовищ у замкненому контурі відбувається за рахунок технічної води, що циркулює крізь встановлені теплообмінники (повітроохолоджувачі, газоохолоджувачі, охолоджувачі дистилату). При проходженні крізь теплообмінники охолоджуючі середовища знижують свою температуру до номінальної, а технічна вода нагрівається. При цьому незначна частина втрат також може відводитись іншими шляхами [3].

Як правило теплообмінні пристрої проектуються таким чином, щоб при номінальній температурі холодної технічної води 32 °С номінальна температура

холодного охолоджуючого середовища в турбогенераторі становила 40 °С, проте обидва ці значення можуть коригуватись в залежності від конкретних умов для електростанції, на якій планується використання турбогенератора.

Перевищення температури (допустимі, розрахункові та виміряні) окремих частин турбогенераторів, а також нагрівання охолоджуючих середовищ у машині при номінальному режимі завжди встановлюються по відношенню до вибраної номінальної температури холодного охолоджуючого середовища. Експлуатація турбогенератора при температурі охолоджуючого середовища вище за вибрану при проектуванні температуру принципово можлива, проте як правило це супроводжується зниженням потужності порівняно з номінальною.

1.3.1 Конструкція корпусу та осердя статора

Статор турбогенератора складається з корпусу, осердя та розташованої в пазах осердя обмотки.

У механічному відношенні корпус статора не можна розглядати окремо від осердя статора, бо активна сталь, нашіхтована на призми і запресована між натискними плитами, за рахунок сил тертя фактично утворює єдине ціле з корпусом статора. При цьому жорсткість циліндра активної сталі значно перевищує жорсткість доволі тонкостінного корпусу статора та практично повністю визначає механічні властивості всієї системи.

Особливістю двохполюсних турбогенераторів є те, що двохполюсне обертове магнітне поле, що проходить крізь активну сталь статора, призводить до появи в ньому вібрації через дію значних зусиль від магнітного тяжіння ротора. Частота цієї вібрації дорівнює подвоєній частоті обертання ротора, тобто 100 або 120 Гц для двополюсних турбогенераторів з частотою змінного струму 50 або 60 Гц відповідно.

На рис. 1.2 схематично показаний напрямок магнітних ліній в активній сталі та форма еліптичної деформації осердя статора під впливом зусиль від магнітного поля. Кутовий напрямок такої еліптичної деформації статора буде змінюватися в просторі разом з магнітним полем, що обертається зі швидкістю обертання ротора. Конструктивними деталями статора, зокрема його корпусом, еліптична деформація

активної сталі сприйматиметься як вібрація із зазначеною частотою.

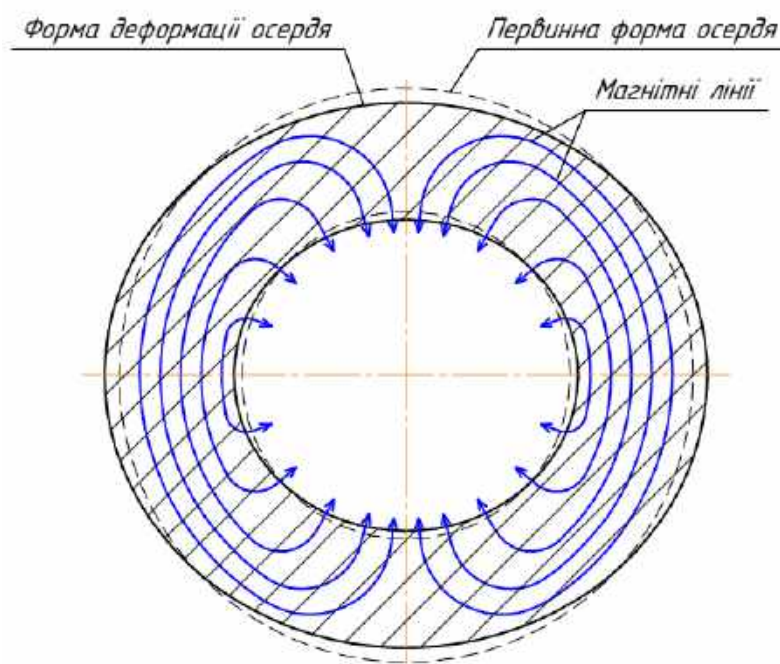


Рис.1.2 – Лінії магнітного поля та форма деформації осердя статора

Для чотирьохполюсних турбогенераторів вплив магнітного поля на вібрацію стає суттєво меншим через більш рівномірний розподіл магнітного поля по колу між чотирма полюсами замість двох.

Корпус статора турбогенератора, що являє собою зварну конструкцію із вуглецевої листової сталі, призначений для кріплення в ньому за допомогою ребер активної сталі статора та розподілу по відповідних каналах охолоджуючого повітря або водню.

Конструкція статора турбогенератора з безпосереднім водяним охолодженням обмотки та безпосереднім водневим охолодженням осердя показана на рис. 1.3. Обшивка корпусу статора, будучи привареною до поперечних і торцевих стінок, пов'язує їх в одне ціле і сприймає зусилля, що прикладаються при підйомі повністю зібраного статора, кантуванні в процесі зварювання корпусу та складання активної сталі статора. Крім того, вона є захисним і направляючим кожухом для охолоджуючого газу.

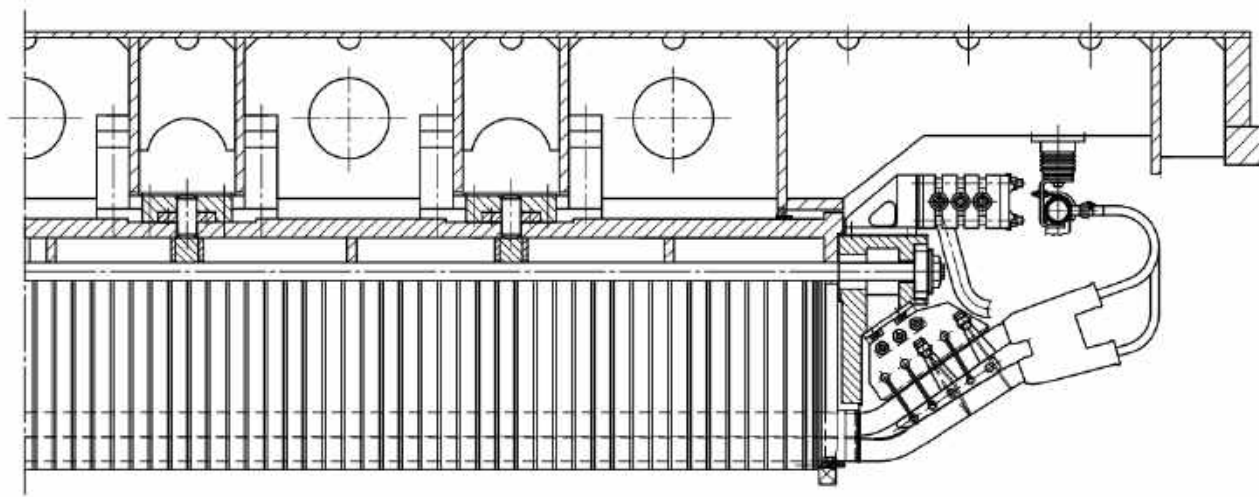


Рис. 1.3 – Статор турбогенератора з безпосереднім водяним охолодженням обмотки та безпосереднім водневим охолодженням осердя

Для турбогенераторів з водневим охолодженням корпус статора має бути газощільним та міцним, що призводить до необхідності потовщення елементів корпусу порівняно з корпусом для повітряного охолодження.

Поперечні внутрішні стінки служать для кріплення до них ребер статора та поділу потоків гарячого та холодного повітря або водню, що циркулюють усередині корпусу статора.

Поперечні стінки розташовуються в зоні, що відповідає довжині осердя статора, зазвичай крок між стінками складає 600...700 мм. В залежності від вибраної схеми руху охолоджуючого газу поперечні стінки мають відповідну форму, що дозволяє організувати необхідні потоки.

Торцеві стінки мають конфігурацію, аналогічну внутрішнім стінкам, але мають більший внутрішній діаметр для того, щоб натискне кільце могло бути вільно заведене всередину корпусу. В торцевих стінках корпусу передбачені отвори для болтового кріплення коробів турбогенератора.

На бічних поверхнях корпусу зазвичай передбачені спеціальні майданчики з різьбовими отворами, призначені для кріплення підйомних та кантувальних пристроїв (цапф). Для турбогенераторів відносно невеликої потужності цапфи можуть бути вварені безпосередньо в обшивку корпусу статора.

Для встановлення та закріплення статора на фундаменті в конструкції корпусу передбачені опорні лапи з отворами для проходження фундаментних шпильок. Для турбогенераторів з повітряним охолодженням ці лапи можуть бути вбудованими в корпус та закриті тонкостінною накривкою. Для турбогенератора з водневим охолодженням опорні лапи статора зазвичай розташовані зовні корпусу та пов'язані з ним за допомогою ряду приварних ребер. Також опорні лапи можуть бути виконані знімними, коли за умовами перевезення потрібно зменшення габаритів статора.

Після зварювання корпус статора піддається верстатній механічній обробці, в першу чергу це стосується площин прилягання коробів та опорних лап. Також проводиться розточування напрямних призм для шихтування осердя, які в цьому випадку мають бути попередньо приварені в спеціальних вирізах поперечних стінок.

В деяких турбогенераторах з газовим охолодженням горизонтальні поздовжньо розташовані газоохолоджувачі вбудовуються безпосередньо в корпус статора, що спрощує процес ущільнення камери газоохолоджувача та елементів газопроводу.

У обшивці статора задля можливості огляду його внутрішньої частини можуть вбудовуватись лази, які закриваються накривкою з ущільненнями, розрахованими на тиск газу всередині.

Всередині статора приварюються перегородки для розподілу потоків охолоджуючого газу.

При зварюванні корпусу статора турбогенератора з водневим охолодженням з метою зберігання щільності швів особливу увагу звертають на зручність доступу до швів, що забезпечують герметичність корпусу. Після зварювання корпус статора випробовується на газощільність та міцність підвищеним тиском повітря.

Крім того, випробуванню на газощільність повторно піддається повністю зібраний статор перед відправкою його замовнику. Дворазове випробування статора на витік викликане тим, що при збиранні, перекантовуванні та транспортуванні статора можливі порушення цілісності швів.

Під час випробування корпусу статора на газощільність та міцність його торцеві стінки закриваються спеціальними заглушками.

Осердя статора турбогенератора шихтується з сегментів, виготовлених з високоякісної листової електротехнічної сталі завтовшки 0,5 або 0,35 мм, зменшення товщини сегменту дозволяє знизити втрати в активній сталі, що може бути особливо актуальним для турбогенераторів з повітряним охолодженням. Сегменти ізолювані лаковою плівкою.

Конструкція осердя залежить від використаної системи вентиляції. Для системи з радіальним рухом повітря або водню осердя набирається з окремих сегментів у пакети товщиною 40...60 мм, які розділені вентиляційними радіальними каналами шириною 5...10 мм, утвореними за допомогою немагнітних дистанційних розпірок двотаврового або прямокутного профілю. При використанні осьового руху газу в зубцях та спинці виконуються спеціальні вентиляційні пази, а замість радіальних вентиляційних каналів осердя з кроком 50...100 мм встановлюються ізоляційні сегменти, що дозволяє розбити осердя на окремі пакети з метою зниження втрат у разі випадкових пошкоджень розточки статора при експлуатації та ремонтах турбогенератора.

Для турбогенераторів з безпосереднім водяним охолодженням осердя статора вентиляційні канали в ньому не використовуються, але в конструкції наявні спеціальні потовщені немагнітні сегменти з вбудованими всередину трубчастими охолоджуючими елементами, крізь які циркулює дистилат.

Осердя кріпиться на спеціальних призмах корпусу, приварених до його внутрішніх полиць паралельно осі обертання. Призми можуть бути як прямокутного перерізу, так і з виступом у вигляді ластівчиного хвоста на внутрішній частині. При складанні осердя в обмотувальні пази вставляють спеціальні калібри, що забезпечують проектні розміри пазів.

Для зниження вібрації корпусу статора зазвичай передбачається пружна підвіска осердя в корпусі [4]. Це може бути забезпечене за рахунок довгих поздовжніх прорізів в призмах в області їх кріплення до корпусу, що дозволяють призмі деформуватися в радіальному напрямку. Іншим способом виконання такої

підвіски є конструкція кріплення осердя за допомогою спеціальних пружин, що з'єднують корпус та окрему від нього внутрішню раму з закріпленими на ній призмами.

Осердя утримується у запресованому стані за допомогою натискних кілець, виконаних з немагнітної сталі з метою зменшення додаткових втрат від магнітного поля лобових частин обмотки статора. Для захисту крайніх пакетів осердя від цих полів між натискними кільцями та осердям може розміщуватись екран у вигляді товстого мідного кільця, також з цією метою крайні пакети зазвичай робляться меншими за товщиною, а зубці додатково розділяють на кілька частин радіальними прорізами. Протилежні натискні кільця стягуються між собою гайками, нагвинченими на різьбові частини призм. Для пресування осердя в зубцевій зоні між ним і кільцем натискним встановлюються натискні пальці з немагнітної сталі. В процесі шихтування осердя періодично запресовується тиском 1,5...2,0 МПа.

1.3.2 Конструкція обмотки статора

Обмотка статора турбогенератора як правило виконується трифазною шестизонною петлевою стрижневого типу, котушкові обмотки використовуються лише для турбогенераторів відносно невеликої потужності. Переважна більшість турбогенераторів має двошарову обмотку статора зі з'єднанням фаз у зірку, в окремих випадках використовується з'єднання фаз у трикутник (в основному для забезпечення можливості підключення турбогенератора до мереж з різними напругами, наприклад 6,3 кВ та 10,5 кВ). В такому випадку в кожному з пазів осердя розміщуються один над одним два стрижні, які є ефективними провідниками та з'єднуються з іншими стрижнями в головках лобових частин за допомогою наконечників та паяння.

Перетин пазу статора при непрямому охолодженні обмотки наведений на рис. 1.4.

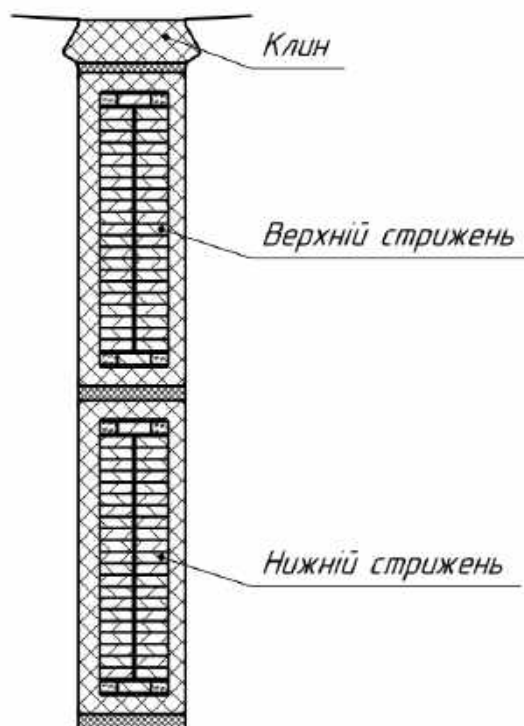


Рис.1.4 – Перетин пазу статора з непрямим охолодженням

Стрижень обмотки статора для зменшення додаткових втрат від вихрових струмів складається з окремих елементарних ізольованих провідників прямокутного перерізу. Зазвичай елементарні провідники по перерізу стрижня розміщують у два вертикальних стовпчики, розділених ізоляційною прокладкою. При цьому провідники за рахунок наявності спеціальних вигинів «сплетені» між собою таким чином, щоб на довжині пазової частини обмотки кожен провідник поступово займав усі можливі положення по висоті та ширині паза, тобто здійснив повний «оберт» (транспозицію на 360°) навколо осі стрижня [5]. Для турбогенераторів середньої потужності застосовується транспозиція в пазу на 540° , що дозволяє послабити циркуляційні струми у лобових частинах стрижня. У надпотужних турбогенераторах з метою подальшого зниження втрат транспозиція може бути передбачена також і в лобових частинах обмотки статора.

Стрижень обмотки статора з безпосереднім газовим охолодженням характеризується наявністю в ньому спеціальних прямокутних трубок з немагнітної сталі (рис 1.5), які забезпечують осьовий рух охолоджуючого газу вздовж усього стрижня. При цьому транспозиція мідних елементарних провідників

виконується "навколо" вентиляційних трубок, розташованих в центральній частині перетину стрижня.

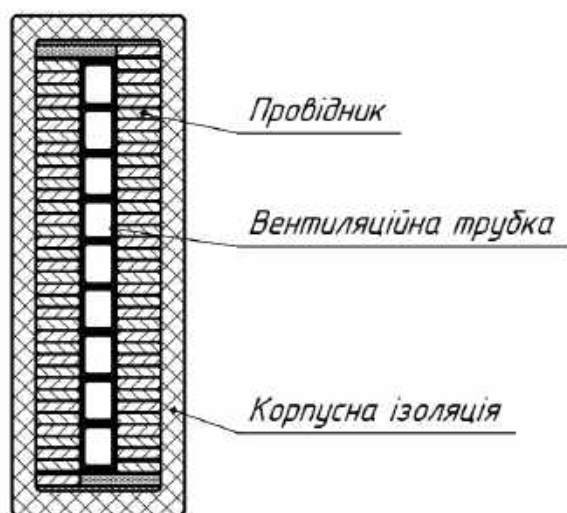


Рис.1.5 – Перетин стрижня з безпосереднім газовим охолодженням

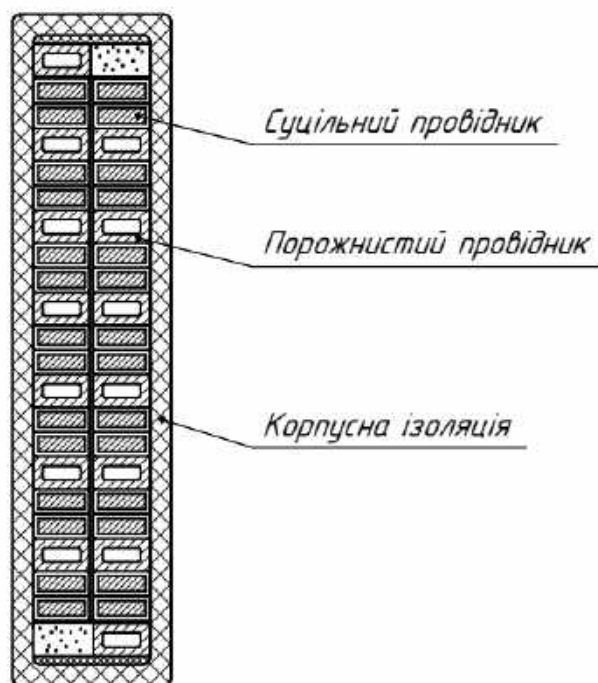


Рис.1.6 – Перетин стрижня з безпосереднім водяним охолодженням

При безпосередньому водяному охолодженні обмотки статора частина елементарних провідників робляться порожнистими у вигляді мідних трубок, крізь які в осьовому напрямку циркулює охолоджуючий дистилат. На ці порожнисті

провідники наноситься скляна виткова ізоляція. Перетин подібного стрижня показаний на рис. 1.6.

Для електричного з'єднання стрижнів при непрямому або безпосередньому газовому охолодженні елементарні провідники на кінцях зачищають від ізоляції та пропаюють в головках срібним припоєм. Вентиляційні трубки при безпосередньому газовому охолодженні відокремлюються в головках від мідних провідників, для організації проходження охолоджуючого газу на них одягаються спеціальні ковпачки з розтрубами. При безпосередньому водяному охолодженні провідники впаюються в масивні порожнисті мідні наконечники, які мають окремі контактні хвостовики для електричного з'єднання та штуцери для гідравлічного з'єднання.

Сучасна ізоляція стрижнів виконується термореактивною на основі склослюдинітових стрічок, що просочуються епоксидним термореактивним компаундом [6]. Товщина ізоляції визначається номінальною напругою турбогенератора. Приймаються заходи у вигляді нанесення на стрижень спеціальних напівпровідних стрічок з метою забезпечення протикоронного захисту обмотки [7]. Це напівпровідне покриття вирівнює між собою електричні потенціали поверхні стрижня та осердя статора, що запобігає утворенню розрядів у газовому проміжку між ними.

Кріплення обмотки в пазах здійснюється клинами із твердих ізоляційних матеріалів. Обмотка в пазу ущільнюється в тангенційному напрямку шляхом введення між стрижнем і стінкою паза гофрованих напівпровідних прокладок. Сучасні конструкції передбачають також наявність міцних гофрованих ізоляційних прокладок під клином статора, що дозволяє компенсувати вплив великих електродинамічних сил при експлуатації, які ослаблюють закріплення стрижнів у пазу.

Лобові частини обмотки кріпляться до натискних кілець осердя за допомогою системи бандажних кілець, кронштейнів та розпірних кілець. У конструкції застосовуються матеріали, що піддаються запіканню і полімеризації, після чого утворюють разом з обмоткою і елементами кріплення жорстку монолітну

конструкцію, здатну протистояти всім виникаючим у процесі експлуатації електродинамічним силам, в тому числі при коротких замиканнях у системі.

Фазні зони кожної фази обмотки з'єднуються між собою та з кінцевими виводами за допомогою мідних сполучних шин, що зазвичай розміщуються з боку збудника. Шини кріплять до натискного кільця осердя статора за допомогою шпильок та ізоляційних розпірок. При використанні безпосереднього водяного або газового охолодження обмотки статора такий самий спосіб охолодження використовують і для сполучних шин та кінцевих виводів обмотки. У цьому випадку кожна шина виконується у вигляді прямокутної або мідної круглої труби, крізь внутрішній канал якої буде циркулювати охолоджуюча речовина.

Кінцеві лінійні виводи служать для з'єднання статора обмотки із зовнішніми силовими ланцюгами та найчастіше розміщуються з боку збудника в нижній частині корпусу. Вивід складається з мідного стрижня з контактними пластинами на кінцях для з'єднання з шинами та прохідного ізолятора з високоміцного фарфору. Для запобігання витoku водню зазор між стрижнем та ізолятором ущільнюється гумовими прокладками. При безпосередньому охолодженні вивід виконується у вигляді двох концентричних мідних труб, між якими проходить вода або газ, що подаються з обмотки статора через сполучну шину за допомогою мідних трубок зі штуцерами.

Для організації безпосереднього водяного охолодження обмотки статора на статорі кріпляться напірний і зливний водяні колектори, кожен з яких є мідною або сталевую немагнітною кільцевою трубою досить великого діаметра. Колектори з'єднані трубопроводами із зовнішніми водяними ланцюгами генератора. Гідравлічне з'єднання стрижнів з колекторами здійснюється за допомогою ізоляційних фторопластових шлангів та штуцерів.

1.3.3 Конструкція ротора

Ротор турбогенератора складається з наступних основних вузлів: валу, бандажних та центруючих кілець, вентиляторів, обмотки, струмопідводу з контактними кільцями.

Ротор є найбільш навантаженим у механічному та тепловому відношенні

вузлом турбогенератора. У всіх елементах ротора при обертанні виникають великі механічні напруги, обумовлені дією відцентрових сил [8]. Також слід враховувати дію знакозмінних згинальних сил, викликаних закріпленням ротора на двох віддалених опорах (вальницях), та високе теплове навантаження ротора через значні втрати, що виділяються в його відносно малому об'ємі.

Вал ротора турбогенератора складається із середньої активної частини (так званої «бочки ротора») та двох хвостових частин, призначених для в тому числі для розміщення вальниць. Через високі механічні навантаження вал ротора є цільнокованою деталлю з високолегованої сталі, що має гарантовані високі механічні та магнітні властивості.

При неявнополюсному виконанні ротора для розміщення обмотки в бочці виконані радіальні пази прямокутного, ступінчастого або трапецеїдального профілю. Окрім зубців, що знаходяться між пазами з обмоткою, бочка ротора має два (або чотири для чотирьохполюсних машин) великих зубці, які виконуються з додатковими прорізами з метою вирівнювання згинальної жорсткості бочки ротора по поздовжній та поперечній осях.

Обмотка ротора має концентричне виконання, тобто окремі котушки обмотки, що складаються з кількох розташованих в пазу витків, на кожному полюсі охоплюють одна одну. Обмотка ротора виконується з холоднотягнутої міді, легованої сріблом, з метою підвищення надійності шляхом запобігання повзучості міді в ході тривалої експлуатації, навіть незважаючи на деяке підвищення питомого електричного опору. Корпусна ізоляція в пазах ротора виконується за рахунок встановлення електроізоляційних гільз. Кріплення пазових частин обмотки ротора здійснюється за допомогою клинів з міцного дюралюмінію.

В залежності від використаної системи охолодження обмотка ротора має свої особливості конструкції.

Непряме водневе або повітряне охолодження забезпечується найпростішою можливою в даному випадку конструкцією обмотки, що складається з суцільних мідних провідників та ізоляційних прокладок між ними (рис. 1.7). Відведення тепла від обмотки в такому випадку виконується лише за рахунок обдування зовнішньої

поверхні бочки ротора, що робить його достатньо малоефективним порівняно з безпосереднім охолодженням.

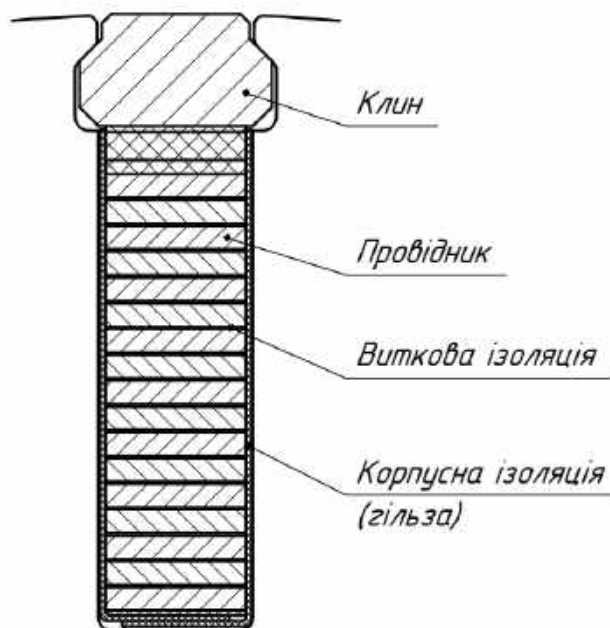


Рис.1.7 – Перетин пазу ротора з непрямим охолодженням

При безпосередньому водневому або повітряному охолодженні безпосередній контакт охолоджуючого газу з міддю здійснюється в спеціальних каналах, що виконані в обмотці. Конструктивне виконання цих каналів має багато різновидів.

Зокрема існує система з бічними похилими каналами, коли на бічних сторонах кожної напівкатушки виконується велика кількість каналів прямокутного профілю під кутом до катушкової сторони. Охолоджуючий газ в такому випадку захоплюється з зазору між статором і ротором за допомогою виступаючої частини клина, далі він проходить крізь проріз у клині та потрапляє в похилий бічний канал катушки і рухається по ньому вглиб пазу. На дні пазу, яке для зручності руху газу може мати заокруглену форму, газ перетікає на інший бік напівкатушки крізь спеціальний поперечний канал, де піднімається нагору паза по аналогічному бічному каналу та викидається назад в зазор.

Більш ефективними з точки зору площі охолодження міді є конструкції з

внутрішніми каналами в обмотці. Одним з різновидів такої системи є конструкція з подібними до попереднього варіанту каналами, розташованими не на бічних сторонах напівкатушки, а безпосередньо всередині неї. Крізь ці канали аналогічним чином циркулює газ з зазору між статором і ротором.

Існує також конструкція з каналами, що розташовані вздовж витків обмотки. Для утворення таких каналів виток котушки утворюється з двох мідних шин спеціального коритоподібного профілю, складених виїмками один до одного (рис. 1.8). Вхід газу в канал виконується з підбандажного простору з обох сторін ротора зустрічно в сторону середини бочки ротора, де організований вихід газу з каналів крізь радіальні отвори в міді та клинах.

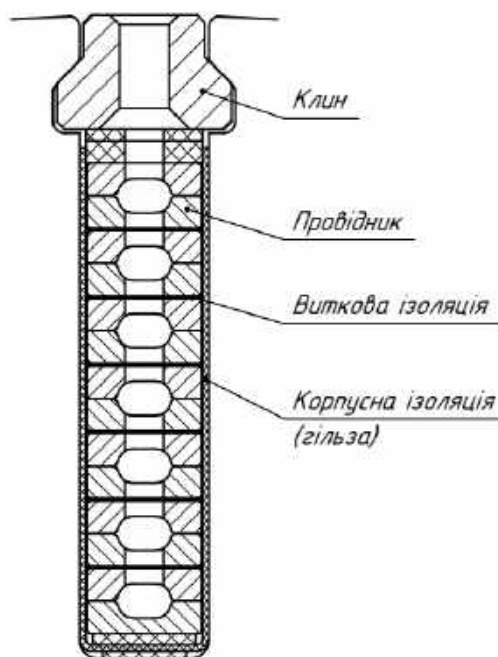


Рис.1.8 – Заповнення пазу ротора з безпосереднім охолодженням

За аналогічним принципом виконується безпосереднє охолодження лобових частин обмотки збудження.

Попередній варіант безпосереднього охолодження в пазовій частині обмотки збудження може бути зроблений ще ефективнішим за рахунок використання підпазових каналів [9]. В такому випадку пазова частина обмотки має не дві, а чотири окремі зони охолодження вздовж бочки, а саме:

- дві зони по краях бочки з входом охолоджуючого газу з підбандажного простору та виходом газу в зазор на відстані близько $1/4$ довжини бочки;

- дві зони в середній частині бочки з входом охолоджуючого газу з підпазового каналу приблизно на відстані $1/4$ довжини бочки ротора та виходом газу в зазор посередині бочки.

Ще одною можливою схемою безпосереднього охолодження обмотки збудження з використанням підпазового каналу є схема з радіальними каналами в обмотці ротора, розташованими з певним кроком вздовж всієї пазової частини обмотки. Охолоджуючий газ надходить в підпазовий канал з обох торців бочки. Навпроти кожного з радіальних каналів розташовані відповідні вихідні отвори в клинах кріплення обмотки, крізь які охолоджуючий газ викидається в зазор між статором і ротором.

Окремо також необхідно згадати про ротори з безпосереднім водяним охолодженням обмотки. Їх конструкція передбачає осьові канали по всій довжині витків обмотки, крізь які циркулює дистилат. Окрім цього поблизу вільного кінця валу турбогенератора з такою системи охолодження передбачені спеціальні пристрої, які забезпечують подачу та злив дистилату з ротора, що обертається.

Лобові частини обмотки ротора утримуються масивними бандажними кільцями з високоміцної легованої сталі. Для зменшення полів розсіювання, додаткових втрат та місцевих нагрівань у торцевій зоні статора бандажні кільця ротора в сучасних конструкціях виконують немагнітними. Бандажні кільця ротора є найбільш напруженим у механічному відношенні вузлом турбогенератора, що сприймає дію відцентрових сил лобових частин та власної ваги. Окрім власне бандажного кільця на роторі зазвичай встановлене центруюче кільце, що призначене для створення осьового упору для лобових частин обмотки збудження та організації охолодження лобових частин обмотки.

За способом кріплення бандажні кільця можуть бути посадженими на бочку ротора або відставленими від неї. У першому випадку бандажне кільце може мати як дві посадки (одним кінцем на бочку ротора і другим кінцем на тонку частину валу через центруюче кільце), так і одну посадку на бочку ротора (консольне

виконання, коли centruючи кільце посаджене на другий кінець бандажного кільця, але не має посадки на вал). У машинах відносно малої потужності застосовується відставлене бандажне кільце, що має одну посадку на centruючи кільце, яке в свою чергу посаджене на тонку частину валу. Натяги гарячої посадки розраховуються виходячи з умови збереження мінімального гарантованого натягу при максимально допустимій частоті обертання ротора.

Обмотка збудження з'єднується з контактними кільцями за допомогою струмовідводу, основною частиною якого є напівциліндричні мідні ізольовані стрижні, що розміщуються в центральному отворі валу ротора з боку збудника. В стрижні струмопідводу у радіальному напрямку загвинчують струмопровідні болти, що мають конічну різьбу або цангову конструкцію для підвищення надійності електричного з'єднання. Для машин з газовим охолодженням ці болти ущільнюються, щоб запобігти витoku водню через центральний отвір валу. Обмотка збудження з'єднується з болтами струмовідводу за допомогою мідних шин. Аналогічним чином виконується з'єднання стрижнів струмопідводу з контактними кільцями.

Контактні кільця виготовляють зі спеціальної твердої зносостійкої сталі та насаджують за допомогою гарячої посадки на ізольовану сталеву втулку, яку в свою чергу насаджують на вал. Для машин невеликої потужності контактні кільця можуть насаджуватись безпосередньо на ізольовану поверхню валу без використання проміжної втулки.

На зовнішній поверхні контактних кілець виконується гвинтова нарізка прямокутного профілю, яка поліпшує умови роботи щіток завдяки запобіганню відриву щітки від поверхні контактного кільця внаслідок аеродинамічних зусиль через високу частоту обертання. Крім цього гвинтова нарізка дещо збільшує охолоджувану поверхню кільця. Для забезпечення охолодження самих кілець та траверси щіткотримачів в конструкції ротора передбачаються спеціальні вентилятори.

1.3.4 Опорні вузли турбогенератора

Ротор спирається на два підшипника ковзання з примусовим змащенням і

самовстановлюваними вкладишами. Більш розповсюдженим є застосування стоякових підшипників, тому що вони на відміну від щитових не пов'язані з корпусом статора і не передають вібрації з ротора на статор і в зворотній бік [10]. Крім того це спрощує конструкцію торцевих щитів статора і самих підшипників, їх виготовлення, монтаж та технічне обслуговування при профілактичних оглядах та ремонтах. Особливі ці переваги стоякових підшипників відчуються для турбогенераторів великої потужності з достатньо великою масою ротора, що для забезпечення належної жорсткості опор вимагає кріплення підшипників безпосередньо до фундаменту.

Дуже часто підшипник з боку турбіни розміщується безпосередньо в циліндрі низького тиску турбіни (тобто входить до обсягу постачання виробника турбіни), а підшипник із боку збудника є окремим вузлом зі складу турбогенератора. В підшипниках турбогенератора зазвичай застосовуються турбінна олива з системи змащування турбіни. На накривках підшипників турбогенераторів можуть встановлюватися баки з запасом оливи, які дозволяють запобігти пошкодженням шийок валу у випадку аварійного відключення системи примусового змащування.

1.3.5 Конструкція коробів

Короба являють собою конструкції прямокутної форми, що приєднуються до торців корпусу статора. В них можуть бути розташовані газоохолоджувачі або повітроохолоджувачі, які в цьому разі зазвичай мають бічне вертикальне розміщення. Для зручності транспортування та монтажу турбогенератора короби можуть мати роз'їм у горизонтальній площині. Також короби мають напрямні елементи (вигородки), призначені для організації руху охолоджуючого газу або повітря всередині машини. Також в коробі з боку збудника зазвичай розташовані виводи обмотки статора.

Торці коробів закриті сталевими зварними зовнішніми щитами у вигляді двох дисків, розділених ребрами. При водневому охолодженні зовнішній несучий диск виконує функцію герметизації корпусу, до його внутрішньої частини кріпиться ущільнення валу. Внутрішній диск забезпечує проходження охолоджуючого газу або повітря до вентилятора при нагнітальній системі вентиляції або від вентилятора

при витяжній системі. До внутрішнього диску зазвичай кріпиться направляючий апарат вентилятора.

Ущільнення валу служить для запобігання витоку водню в місці проходження валу крізь щит [11]. Між поверхнями обертового валу і нерухомого вкладиша передбачений достатньо невеликий зазор, в який подається олива під тиском, що перевищує тиск водню всередині корпусу, завдяки чому утворюється суцільна оливна плівка, яка перегороджує шлях витоку водню. Відпрацьована олива з обох боків повертається назад в оливну систему. Застосовуються два різновиди ущільнення: кільцеве та торцеве, які відрізняються між собою способом утворення зазору.

1.3.6 Системи забезпечення турбогенератора

Нормальна експлуатація турбогенератора неможлива без наявності систем забезпечення, зокрема системи збудження, системи термоконтролю, систем підготовки водню та дистилату (при наявності відповідної системи охолодження).

Система збудження служить для живлення обмотки збудження (ротора) постійним струмом та регулювання цього струму в залежності від режиму роботи турбогенератора. Найбільш розповсюдженими в даний час є тиристорні системи збудження, проте для турбогенераторів особливо великої потужності оптимальним може бути застосування безщіткової системи збудження, що дозволяє відмовитись від використання щітково-контактного апарату. При безщітковій системі збудження збудник виконується у вигляді оберненого синхронного генератора (з якірною обмоткою на роторі), що має розташовані на валу ротора випрямлячі, за допомогою яких змінний струм перетворюється на постійний для збудження генератора. В такому випадку передача постійного струму від ротора збудника до ротора турбогенератора здійснюється безпосередньо через струмовідвід ротора.

При деяких аварійних режимах роботи турбогенератора, зокрема при різкому зниженні генераторної напруги або коливанні генераторів, може бути потрібне форсування збудження, тобто швидке збільшення струму збудження порівняно з номінальним для утримання генератора в паралельній роботі з іншою системою. Форсування збудження є короткотривалим (10...20 с), але достатньо важким

режимом для турбогенератора, оскільки струм збудження при форсуванні як правило вдвічі перевищує номінальне значення.

В самому турбогенераторі або блоці (турбогенератор-трансформатор) для швидкого вимикання збудження в аварійних ситуаціях в системі збудження передбачають автомат гасіння поля, що забезпечує досить швидке зменшення струму збудження та захист обмотки від перенапруги.

Оливна система забезпечує подавання оливи від системи змащення турбіни у вальниці турбогенератора та оливні ущільнення валу турбогенератора з водневим охолодженням.

Система термоконтролю служить для контролю температури частин турбогенератора в ході його експлуатації. Контроль виконується за показниками датчиків температури в активній зоні та конструктивних елементах, якими зазвичай є термометри опору. Датчики температури обмотки встановлюються між стрижнями обмотки, датчики температури осердя розташовані на дні пазу статора. Для непрямого та безпосереднього газового охолодження використовується відносно невелика кількість (6...12 шт.) датчиків температури. Проте при безпосередньому водяному охолодженні обмотки статора окремі датчики встановлюються у кожному паралельному водяному ланцюзі, що пов'язане з високими електромагнітними навантаженнями та, відповідно, високим ризиком пошкодження обмотки статора при порушенні охолодження хоча б одного її елемента.

Також контролюється температура вкладишів вальниць та масляних ущільнень, охолоджуючого газу (на вході та на виході), оливи та охолоджуючої води (в тому числі дистиляту). Для охолоджуючої води зазвичай передбачений загальний контроль температури на вході, а також окремий контроль у кожному місці зливу води, що дозволяє оцінювати технічний стан індивідуально для кожного з водяних ланцюгів.

Водяна система забезпечує водою всі повітроохолоджувачі, газоохолоджувачі та дистилятні теплообмінники. Вона складається з комплекту труб, трубопроводної арматури на необхідних датчиків.

Описані вище системи охолодження зазвичай використовуються для всіх типів турбогенераторів незалежно від їх системи охолодження. Для турбогенераторів з водневим та водяним охолодженням обмоток використовуються відповідні специфічні допоміжні системи, що коротко описані нижче.

Воднева система забезпечує наповнення турбогенератора воднем та автоматичне підтримання заданих параметрів водню, в тому числі його заданого тиску. Для контролю чистоту водню використовують автоматичні газоаналізатори, які за необхідності вмикають подачу до системи чистого водню. Для запобігання підвищеної вологості водню в системі передбачені осушувачі вологи. Воднева система функціонує спільно з оливною системою ущільнень валу з метою забезпечення оптимальної різниці тиску оливи та водню.

Система водяного охолодження статора забезпечує циркуляцію дистилляту крізь обмотку статора, а також контроль та підтримання заданих параметрів дистилляту. Ця система має замкнутий контур з невеликим підживленням під час роботи для поповнення природних втрат дистилляту або відновлення його параметрів. Система забезпечується основними та резервними насосами, механічними, магнітними та іонообмінними фільтрами, теплообмінниками. Передбачений контроль витрати, тиску та температури, а також фізико-хімічних параметрів дистилляту, зокрема питомого електричного опору, вмісту розчиненого кисню, вуглекислого газу та ін.

Якщо турбогенератор має якусь іншу специфічну систему охолодження, наприклад безпосереднє водяне охолодження обмотки ротора або оливне охолодження статора, то, відповідно, для цього має бути передбачена власна окрема система забезпечення.

1.4 Сучасні підходи до формування системи охолодження турбогенератора, проблемні питання та шляхи їх вирішення

Сучасні тенденції проєктування турбогенераторів вимагають пошуку систем охолодження, оптимальних для кожного діапазону потужностей агрегату, що

вирішуватиме одночасно кілька питань. В першу чергу вимагається зменшення масогабаритних характеристик машини на одиницю потужності, що в свою чергу поліпшує конкурентоспроможність турбогенератора на ринку завдяки зменшенню як прямих витрат на виготовлення турбогенератора, так і вартості будівництва фундаментів та супутнього обладнання (наприклад вантажопідйомних механізмів) завдяки зменшенню його ваги. В той же час вибрана система охолодження не повинна занадто ускладнювати конструкцію, виготовлення та експлуатацію турбогенератора, що може звести нанівець ефект зниження ваги через збільшення вартості робіт з його виготовлення та технічного обслуговування.

Також сучасні тенденції вимагають розширення діапазону експлуатації турбогенераторів, зростання часу можливої роботи на надпроектних режимах та збільшення міжремонтних періодів і термінів експлуатації. Таким чином підвищуються загальні вимоги до надійності всього комплексу енергетичного обладнання.

В даний час для визначення теплового стану електричних машин, в тому числі і турбогенераторів, застосовуються кілька підходів, які більш докладно розглянуті в другому розділі. Звичайно найбільш відповідним до сучасних вимог є вентиляційний та тепловий розрахунок в тривимірній постановці з використанням комп'ютерних технологій обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD).

Окрім безпосереднього впливу системи охолодження на вагу турбогенератора важливим аспектом є можливість використання результатів сучасних методів розрахунку теплового стану для подальшої оптимізації конструкції. Зокрема на основі отриманих даних з розподілу теплових навантажень на елементи конструкції можливо визначити окремі елементи, що мають суттєві запаси за цим показником з подальшою оптимізацією їх конструкції.

Також наявність інформації про точний розподіл температурних навантажень дозволяє перейти до наступного етапу оптимізації конструкції, а саме до підвищення точності розрахунків напружено-деформованого стану (НДС) елементів конструкцій та вузлів генераторів в тривимірних постановках [12]. Це в свою чергу дає можливість знизити запаси міцності окремих елементів конструкції,

які в діючих нині настановах з проектування зазвичай прийняті достатньо великими з метою компенсації можливих похибок, викликаних недостатньою точністю використовуваних раніше аналітичних розрахунків. Зменшення запасів міцності дає можливість досягнути подальшого зменшення масогабаритних показників обладнання.

Таким чином комплексне дослідження теплового стану та НДС елементів конструкцій та вузлів генераторів в тривимірній постановці дозволяє визначити фактичний запас міцності конструкцій, що виграє дуже важливу роль як при проектуванні нових турбогенераторів з покращеними техніко-економічними показниками, так і при виконанні модернізації або реконструкції існуючого генераторного обладнання.

Сучасні наукові тенденції сприяють розвитку технологій обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD), проте на даний час існують певні обмеження у використанні цих технологій, пов'язані з недостатніми напрацюваннями з точки зору визначення граничних умов та іншої інформації, необхідної для повноцінної постановки задачі для кожного окремого об'єкту дослідження.

Сучасні дослідження поступово удосконалюють алгоритми завдання граничних умов. В третьому розділі роботи досліджений один з окремих випадків, а саме алгоритм завдання граничних умов для розрахунку в тривимірній постановці моделі щітково-контактного апарату турбогенератора потужністю в частині детального опису теплових втрат з врахуванням пари тертя вал-щітки, вентиляційних та омічних втрат в даному вузлі, включаючи основні та додаткові.

1.5 Висновки до першого розділу

Аналіз існуючих систем охолодження турбогенераторів та електромагнітних навантажень, які можливо прийняти на етапі вибору основних геометричних розмірів активних частин, дозволяє зробити висновок про суттєвий вплив вибраної системи охолодження на масогабаритні характеристики машини.

Зокрема перехід від повітряної до водневої системи охолодження турбогенератора з одночасним підвищенням тиску водню всередині

турбогенератора дозволяє суттєво зменшити витрату охолоджуючого газу та завдяки цьому зменшити габарити активних та конструктивних частин за рахунок зменшення розмірів вентиляційних каналів при збереженні оптимальних швидкостей руху газу. Також такий перехід дозволяє збільшити ККД турбогенератора за рахунок зниження вентиляційних втрат.

Використання безпосереднього газового охолодження обмоток замість непрямого охолодження дає змогу ще більше знизити масогабаритні розміри машини за рахунок збільшення ефективності охолодження, що дозволяє суттєво підвищити значення прийнятих електромагнітних навантажень.

Перехід до безпосереднього водяного охолодження обмоток дозволяє подальше зменшення розмірів за рахунок ще кращих умов охолодження обмоток.

Проте, незважаючи на вказані позитивні наслідки використання описаних покращених систем охолодження, їх застосування призводить до ускладнення конструкції за рахунок необхідності забезпечення герметичності елементів, появи нових елементів в турбогенераторі для організації руху охолоджуючих речовин та необхідності використання у складі турбогенератора відповідних допоміжних систем, що може суттєво ускладнити експлуатацію та обслуговування, а також зменшити надійність машини. Зважаючи на це вибір системи охолодження турбогенератора має виконуватись індивідуально з урахуванням окрім суто масогабаритних показників ще й питань надійності та зручності експлуатації.

1.6 Література до першого розділу

1. Мінко О.М., Кобзар К.О. Несправності систем охолодження турбогенераторів. Сучасні рекомендації щодо ремонту. Енергозбереження. Енергетика, Енергоаудит, 2011, № 6, с. 30-38.

<http://eee.khpi.edu.ua/article/download/21823/19341>

2. Грубой О.П., Кобзар К.О., Черемісов І.Я., Хаймович Л.Л., Богданов О.А., Гладкий В.В. Створення нових типів та шляхи модернізації діючих турбогенераторів для теплових електричних станцій: в кн. Теплова енергетика – нові виклики часу / за загал. ред. : П. Омеляновського, Й. Мисака. Львів : НВФ

Українські технології, 2009. С. 209–225. ISBN 978-966-345-194-7.

3. XX Міжнародна науково-технічна конференція «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», 26–27 грудня, 2024, Харків, **Коврига А.Є.** «Особливості тепловідведення генеруючого обладнання електростанцій»

<https://ittf.kiev.ua/xx-mizhnarodna-naukovo-texnichna-konferenciya-energetichni-ta-teplotexnichni-procesi-j-ustatkuvannya/>

4. Юр'єва О.Ю., Поломошнов С.В., Поломошнов Є.В. (2015). Кріплення осердя статора в корпусах сучасних турбогенераторів. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Проблеми удосконалювання електричних машин і апаратів. Теорія і практика, (42 (1151), 55–58.

http://web.kpi.kharkov.ua/elmarsh/wp-content/uploads/sites/108/2017/03/2015_21.pdf

5. Stone, G., Culbert, I., Boulter, E., Dhirani, H. Electrical Insulation for Rotating Machines .2nd ed. Wiley. 2014.

6. Shugg W.T. Handbook of Electrical and Electronic Insulation Materials. 2nd ed. 1995. 578 p.

7. Lynn A.L., Gottung W.A., Johnston D.R. Corona Resistant Turn Insulation in AC Rotating Machines. Proceedings of IEEE Electrical Insulation Conference. Chicago : October, 1985. P. 308.

8. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. / за ред. Г. С. Писаренка. Київ : Вища школа, 1993. 655 с.

9. Патент на корисну модель UA 115656, Україна, МПК H02K 1/32, H02K 1/26. Ротор турбогенератора з концентричною обмоткою / Гордієнко В.Ю., Грубой О.П., Кобзар І.В., **Коврига А.Є.**, Левченко Г.Г., Рогалін С.В., Черемісов І.Я., Хлопков О.М. – № а201403287; заявл. 31.03.2014; опубл. 11.12.2017; Бюл. № 23. – 7 с. <https://ua.patents.su/patents/h02k-1-32>

10. Tretiak, O., **Kovryga, A.**, Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., Arefieva, M., Penkovska, N., Madonych, A. (2024). Estimating the influence of the rigidity of support assemblies on the resonance phenomena and the vibration state of a hydraulic unit. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6(7 (132), 53–64. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>

11. Koryavets M.I., Geraskin O.A., Tsyvinskyi S.S., Dubchak E.M.: Turbogenerator Shaft Oil Seals Types. Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Department of Electromechanics, 2022,

<http://jour.fea.kpi.ua/article/download/279919/274479>

12. Третьяк О.В., **Коврига А.Є.**, Макаров П.М. Методологія розрахунку механічно навантажених вузлів гідрогенераторів, монографія, Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»; - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 - 95 с. IBSN 978-617-619-285-5.

РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ТА ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

2.1 Визначення витрат охолоджуючої речовини

Для виконання первинних теплових та вентиляційних розрахунків електричних машин в першу чергу необхідно визначити витрати теплоносіїв, за допомогою яких буде виконуватись відведення теплових втрат.

Витрата кожного з теплоносіїв визначається на основі теплових втрат, які він відводить, відомої теплоємності і густини теплоносія, а також заданого значення підвищення його температури (підігріву) за наступною формулою:

$$Q = \frac{\sum P}{C_p \cdot \rho \cdot \Delta T}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.1)$$

де $\sum P$ – сумарні теплові втрати, кВт;
 C_p – теплоємність теплоносія при постійному тиску, кДж/(кг·К);
 ρ – питома густина теплоносія при його відомих температурі та тиску, кг/м³;
 ΔT – підігрів теплоносія, К.

Досвідом проектування електричних машин визначені прийнятні значення підігріву кожного з основних видів використовуваних теплоносіїв:

- для повітря значення підігріву приймається на рівні $\Delta T = 25 \dots 35$ К, тобто при температурі холодного повітря 40 °С на вході в електричну машину гаряче повітря на виході з неї матиме температуру 65...75 °С;
- для водню значення підігріву зазвичай також приймається на рівні $\Delta T = 25 \dots 35$ К, при цьому витрата водню може бути суттєво знижена за рахунок підвищення надлишкового тиску водню всередині електричної машини з відповідним збільшенням густини водню прямо пропорційно тиску;
- для дистилату в обмотках електричної машини значення підігріву

приймається на рівні $\Delta T = 10 \dots 20 \text{ K}$, це значення обмежується необхідністю підтримання достатньо низької температури гарячого дистиляту з метою запобігання його закипанню всередині обмотки у разі раптового порушення циркуляції дистиляту [1];

- для технічної води в повітроохолоджувачах, газоохолоджувачах, оливоохолоджувачах та дистилятних теплообмінниках значення підігріву приймається на рівні $\Delta T = 4 \dots 6 \text{ K}$, таке низьке значення підігріву технічної води в першу чергу пов'язане з необхідністю підтримання якомога більшої різниці між температурою гарячої технічної води та холодного вторинного теплоносія (повітря, водню, оливи чи дистиляту) з метою оптимізації розмірів теплообмінних апаратів.

Визначені на основі цих даних витрати теплоносіїв мають безпосередній вплив на конструкцію електричної машини, бо визначають необхідні розміри вентиляційних каналів та трубопроводів, а також використаних напірних елементів (вентиляторів, насосів).

При подальших більш докладних розрахунках систем вентиляції та водяного охолодження ці попередньо визначені витрати теплоносіїв можуть бути дещо уточнені, проте зазвичай їх суттєве змінення неможливе через існуючі температурні обмеження для прийнятого класу ізоляції електричної машини.

2.2 Аналітичний вентиляційний розрахунок

Попередньо визначена витрата газу забезпечується завдяки перепаду тиску, що створюється за допомогою напірних елементів системи.

Тиск газу в системі вентиляції має статичну складову, що характеризує запас потенційної енергії газу, а також динамічну складову тиску, що характеризує запас кінетичної енергії газу при його русі. Повний тиск являє собою суму статичного тиску та динамічного тиску.

2.2.1 Гідравлічний опір газопроводу

Найбільш простим способом представлення руху газу крізь вентиляційну систему є використання аналогії між розрахунком вентиляційної системи та розрахунком електричних схем постійного струму.

При підведенні газу з однаковим повним тиском крізь різні газопроводи витрата газу через них буде різною в залежності від розмірів і конфігурації шляхів, якими рухається газ. Таким чином газопровід має так званий гідравлічний опір, що визначає витрату газу через нього при певній різниці повних тисків газу на його кінцях. При використанні електричної аналогії газопровід (гідравлічний ланцюг) можна трактувати як електричний ланцюг постійного струму, до кінців якого прикладена різниця електричних потенціалів, завдяки чому по ній протікає електричний струм. В даному випадку електричний струм є аналогом витрати газу через газопровід, електричні потенціали аналогічні повним тискам газу на кінцях газопроводу, а електрична напруга (різниця потенціалів між кінцями ланцюга) є аналогом повного тиску (різниці повних тисків між кінцями газопроводу), підведеного до газопроводу. При цьому електричний опір ланцюга є аналогом гідравлічного опору газопроводу.

Але використання електричної аналогії в даному випадку має свої особливості. Для електричного ланцюга зв'язок між струмом, напругою та електричним опором виражається законом Ома, згідно якому напруга прямо пропорційна силі струму. Для випадку вентиляційного ланцюгу повний тиск, підведений до даного газопроводу з відомим гідравлічним опором, на відміну від електричного ланцюгу пропорційний не першому, а другому ступеню витрати газу:

$$H = R \cdot Q^2, \text{Па} \quad (2.2)$$

де R – гідравлічний опір ланцюгу, кг/м^7 .

Аналогія з електричної ланцюгом може бути розвинена і в відношенні джерела повного тиску, підведеного до газопроводу. В електричному ланцюзі напруга, підведена до електричному опору, створюється джерелом живлення (електричним генератором). Аналогічно повний тиск, підведений до газопроводу, створюється вентилятором, для якого напірна характеристика $H = f(Q)$ подібна до залежності напруги генератора U від сили струму I , тобто зовнішньої

характеристики генератора $U = f(I)$.

В електричному ланцюзі, що складається з генератора постійного струму і електричного опору, сила струму, що протікає крізь ланцюг, визначається точкою перетину зовнішньої характеристики генератора і характеристики електричного опору, що являє собою пряму лінію. Аналогічно витрата повітря в вентиляційній системі, що складається з вентилятора і гідравлічного опору, визначається точкою перетину напірної характеристики вентилятора та квадратичною залежністю гідравлічного опору [2].

Аналогія може бути продовжена і далі в тому відношенні, що гідравлічний опір газопроводу можна розглядати як суму ряду гідравлічних опорів окремих послідовних ділянок газопроводу аналогічно сумі ряду послідовно з'єднаних опорів електричного ланцюгу. Таким чином повний тиск, який потрібно підвести до газопроводу, щоб забезпечити в ньому визначену витрату газу, дорівнює сумі втрат повного тиску на всіх послідовно з'єднаних ділянках газопроводу та динамічного тиску газу на виході з газопроводу.

Розглянемо докладніше фактори, якими визначається гідравлічний опір ділянки газопроводу.

При розрахунковому визначенні гідравлічного опору використовується ряд коефіцієнтів, що залежать від шорсткості стінок газопроводу а також його геометричних характеристик. Згідно з дослідними даними втрати повного тиску на окремих ділянках газопроводу пропорційні квадрату швидкості газу, що протікає на цих ділянках.

Втрата повного тиску на ділянці з постійною швидкістю газу складає

$$\Delta H = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q^2}{F^2}, \text{ Па} \quad (2.3)$$

де ξ – коефіцієнт гідравлічного опору на даній ділянці;

$V = Q/F$ – швидкість газу на ділянці, м/с;

F – площа перетину ділянки, м².

Порівнюючи вирази (2.2) та (2.3) можна отримати наступну розрахункову формулу для гідравлічного опору ділянки газопроводу:

$$R = \xi \cdot \frac{\rho}{2 \cdot F^2}, \text{ кг/м}^7. \quad (2.4)$$

Коефіцієнт гідравлічного опору ξ в свою чергу може бути представлений в вигляді суми:

$$\xi = \sum \xi_i, \quad (2.5)$$

де ξ_i – коефіцієнти складових гідравлічного опору, обумовлені різними факторами, зокрема стисканням або розширенням струмені на даній ділянці (порівняно з попередньою ділянкою), поворотами струменя, опором при вході в газопровід, тертям газу об стінки каналу.

Значення цих коефіцієнтів, що наближено визначені дослідним шляхом для найпростіших форм газопроводів, наведені в численних літературних джерелах [3, 4].

Зокрема для випадку розширення газопроводу коефіцієнт $\xi_{\text{розш}}$ визначається в залежності від змінення площі перерізу як

$$\xi_{\text{розш}} = \left(\frac{F}{F'} - 1 \right)^2, \quad (2.6)$$

де F' – перетин газопроводу на попередній ділянці.

При звуженні перерізу газопроводу коефіцієнт $\xi_{\text{зв}}$ визначається за довідниковою кривою, яку наближено можна представити у вигляді

$$\xi_{\text{зв}} = 0,5 \cdot \left(1 - \left(\frac{F}{F'} \right)^{1,5} \right), \quad (2.7)$$

У випадку повороту струменя газу коефіцієнт $\xi_{\text{пов}}$ визначається в залежності від кута повороту за довідниковою кривою, яку наближено можна виразити як

$$\xi_{\text{пов}} = 0,006 \cdot \alpha^{1,16}, \quad (2.8)$$

де α – кут повороту струменя в градусах.

Для випадку входу газу в газопровід крізь отвір коефіцієнт опору $\xi_{\text{вх}}$ визначається в залежності від форми краю вхідного перерізу як $\xi_{\text{вх}} = 0,7 \dots 1,0$ для виступаючих або гострих країв отвору; $\xi_{\text{вх}} = 0,5$ для прямокутних країв; $\xi_{\text{вх}} = 0,2 \dots 0$ для закруглених країв або $\xi_{\text{вх}} = 0,2$ для входу газу крізь дротову сітку.

Коефіцієнт гідравлічного опору від тертя газу об стінки каналу $\xi_{\text{тер}}$ визначається в залежності від шорсткості стінки, а також від довжини та форми каналу за формулою Дарсі

$$\xi_{\text{тер}} = \lambda_{\text{т}} \cdot \frac{L}{d}, \quad (2.9)$$

де $\lambda_{\text{т}}$ – коефіцієнт гідравлічного тертя по довжині (коефіцієнт Дарсі);

L – довжина каналу, м;

d – діаметр каналу круглого перерізу, м.

Для каналів, що мають переріз іншої (не круглої) форми, в формулі Дарсі замість діаметру використовується так званий гідравлічний діаметр, який дорівнює

$$d_{\text{г}} = \frac{4 \cdot F}{\Pi}, \text{ м} \quad (2.10)$$

де Π – периметр перерізу ділянки газопроводу, м.

2.2.2 Гідравлічний опір складного газопроводу

У випадку складного газопроводу, по якому газ розгалужується на ряд паралельних струменів, аналогія з електричної ланцюгом може бути продовжена. Для такого випадку може бути складена схема заміщення, у якій складний газопровід представлений у вигляді послідовно та паралельно з'єднаних ланцюгів.

Послідовно з'єднані ланцюги мають однакову витрату газу, а загальне падіння тиску дорівнює сумі падінь тиску на всіх послідовно з'єднаних ділянках, відповідно еквівалентний гідравлічний опір послідовного з'єднання дорівнює сумі гідравлічних опорів всіх ділянок газопроводу

$$R_{\text{посл}} = R_1 + R_2 + \dots + R_n, \text{ кг/м}^7. \quad (2.11)$$

Для паралельно підключених ланцюгів газопроводу перепад тиску співпадає, а сумарна витрата газу дорівнює сумі витрат газу крізь окремі паралельні гілки. Таким чином, якщо витрату повітря в кожній гілці виразити через втрату напору та гідравлічний опір цієї гілки, то можна отримати наступний вираз для еквівалентного опору паралельно з'єднаних ланцюгів:

$$R_{\text{парал}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{R_1}} + \frac{1}{\sqrt{R_2}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{R_n}} \right)^2}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^7}. \quad (2.12)$$

Користуючись залежностями (2.11) та (2.12) можливо розрахувати еквівалентний гідравлічний опір відносно простих схем, проте для складних розгалужених схем вентиляції виконання розрахунків таким способом може викликати певні труднощі, особливо з урахуванням нелінійного характеру напірної характеристики вентилятора, який створює напір в системі.

Більш наглядним для такого випадку стає графічне розв'язання, в ході якого виконується побудова графіків залежності витрати від тиску для кожного з наявних у схемі ланцюгів. Далі виконується сумування окремих кривих вздовж осі витрат

для випадку їх паралельного з'єднання, або вздовж осі тисків при послідовному з'єднанні. Таким чином отримується графік еквівалентної гідравлічної характеристики газопроводу, точка перетину якого з напірною характеристикою вентилятора дає робочу точку системи з визначеними загальним напором і загальною витратою газу. На основі цих даних за побудованими графіками визначаються падіння тиску та витрати газу в кожному зі складових елементів схеми вентиляції.

2.2.3 Вентиляційний розрахунок складних схем

При подальшому ускладненні схеми системи вентиляції аналітичне та графічне рішення системи рівнянь стають надто складними. Особливо це стосується схем, в яких напірні елементи знаходяться не тільки «на початку» або «в кінці» схеми, але й безпосередньо в ланцюгах між гідравлічних опорів. В деяких випадках для подібних схем на первинному етапі розрахунку не завжди можливо точно визначити напрямок руху газу в деяких з ланцюгів системи. Одним з варіантів такої системи вентиляції є схема, коли ротор електричної машини створює додатковий напір, який діє незалежно від інших наявних напірних елементів системи.

Для таких випадків використовується визначення витрат в окремих гілках методом послідовного наближення. З цією метою попередньо задаються довільним розподілом витрат газу в гілках схеми, підпорядковуючи їх спочатку тільки умові, щоб в кожному з вузлів сума вхідних витрат газу дорівнювала сумі вихідних витрат газу. Продовжуючи використання електричної аналогії можна зробити висновок, що такий метод дещо нагадує метод вузлових потенціалів для розв'язання складних електричних схем, коли для кожного з вузлів схеми за таким саме принципом розглядаються вхідні та вихідні струми.

Рішення виконується ітераційним методом шляхом поступового перерозподілу витрат газу в гілках (при збереженні попередньої умови щодо рівності вхідних та вихідних витрат газу в вузлі) до досягнення рівності падінь тиску в будь-яким паралельних контурах між двома точками вентиляційної схеми. При практичних розрахунках заздалегідь задається точність розрахунку що

визначає максимальне відхилення в величині порівнюваних падінь тиску, при досягненні якого подальші ітерації припиняються.

2.3 Тепловий розрахунок

Тепловий розрахунок турбогенератора проводиться на основі виконаного вентиляційного розрахунку з метою визначення температури обмоток, активної сталі статора, бочки ротора, а при необхідності і окремих конструктивних деталей, що безпосередньо стикаються з ізоляцією обмоток [5].

При цьому в першу чергу, звичайно, необхідно визначити температури, що виникають при експлуатації турбогенератора в тривалому номінальному режимі роботи з усталеними температурами активних частин. Також необхідно визначити можливість турбогенератора витримувати короткочасні перевантаження, що зазвичай мають місце при порушеннях та різноманітних відхиленнях у режимах роботи енергосистеми, та призводять до обмежених в часі підвищень температур.

При усталеному режимі роботи турбогенератора температура обмоток не повинна перевищувати допустимих значень для даного класу ізоляції. У сучасних турбогенераторах зазвичай застосовується ізоляція класу нагрівостійкості F з граничною температурою 155 °C, при цьому для збільшення надійності та подовження терміну експлуатації допустимі перевищення температур при експлуатації приймаються за класом нагрівостійкості ізоляції B, що відповідає граничній температурі 130 °C.

Проте слід зазначити, що допустимі температури для різних частин турбогенератора відрізняються між собою в залежності від способу вимірювання температур та використаної системи вентиляції, відповідні вимоги наведені в ДСТУ EN IEC 60034-3:2022 [6]. Розглянемо докладніше причини наявності такої різниці допустимих температур.

Крім самої температури, яка обмежується класом ізоляції, для турбогенераторів велике значення може мати різниця температур між різними частинами машини. Це пов'язано з різними температурними коефіцієнтами лінійного розширення використаних матеріалів, що в ряді несприятливих випадків

може призвести до неприпустимої нерівномірної деформації окремих елементів машини, що стикаються один з одним.

Зокрема при непрямому охолодженні обмоток температура міді буде вищою, ніж температура сталі. У цих умовах відбудеться зміщення міді відносно сталі в осьовому напрямку, що зрештою може призвести до пошкодження ізоляції обмоток. Для обмотки ротора зазначені обставини посилюються ще й значними механічними зусиллями від відцентрових сил.

При безпосередньому охолодженні температура окремих частин машини може підтримуватись у більш сприятливих співвідношеннях, зокрема при безпосередньому охолодженні обмотки статора водою температура міді може бути нижчою за температуру осердя.

Також слід зазначити, що вимірювання температури в обмотках носить достатньо умовний характер через обмежену кількість встановлених датчиків температури, які не обов'язково будуть встановлені у точці максимального нагріву. Для обмотки ротора, визначення температури якої в ході експлуатації проводиться методом вимірювання опору, можливо визначити лише середню температуру обмотки.

Саме з метою знаходження пікових температур в межах допустимих значень для заданого класу ізоляції, стандартом [6] встановлені різні допустимі температури для різних частин генератора при різних умовах охолодження, що зрештою забезпечує належний рівень надійності конструкції турбогенератора в цілому.

2.3.1 Розрахунок нагріву окремих частин машини методом теплових схем

Для розрахунку нагріву окремих частин машини в практиці проектування турбогенераторів часто застосовується метод теплових схем, який забезпечує необхідну точність при визначенні температури в будь-якій точці машини.

Сутність методу полягає в тому, що досліджувана область машини розбивається на окремі ділянки, для кожної з яких розподілені за обсягом джерела втрат умовно замінюються точковими джерелами, а розподілені теплові опори також заміщуються зосередженими. Якщо розподіл втрат у турбогенераторі, а також

коефіцієнти тепловіддачі та теплопровідність відомі, то необхідна точність розрахунку досягається за рахунок розбивки активної зони машини достатньо невелике число елементів. В такому випадку статор зазвичай розбивають на такі окремі елементи, як обмотку, зубці та спинка осердя, а ротор розбивають на обмотку та зубці [7].

2.3.2 Щільність теплового потоку

Для теплового розрахунку обмоток зручно користуватися поняттям питомого теплового навантаження, яке дорівнює відношенню теплового потоку до площі теплопередаючої поверхні. В такому вигляді теплове навантаження є достатньо наглядною величиною та часто дозволяє попередньо оцінити тепловий стан машини навіть без виконання подальших розрахунків.

З деяким наближенням можна вважати, що втрати в обмотках статора і ротора відводяться рівномірно по всій охолоджуваній поверхні. Для статорної обмотки з непрямым охолодженням за охолоджувані поверхні умовно приймаються бічні поверхні паза (без урахування клина). Для обмотки ротора з непрямым охолодженням за поверхню охолодження також умовно приймається бічна поверхня паза (без клина).

Для обмотки з безпосереднім охолодженням питома теплове навантаження аналогічним чином, проте в цьому випадку площа охолодження визначається розмірами охолоджувальних каналів всередині обмотки.

Як уже зазначалося, по питомому тепловому навантаженню можна орієнтовно судити про тепловий стан машини. Особливо це стосується машин з непрямым охолодженням обмоток, де допустимі зміни питомих навантажень відносно невеликі. Зокрема при непрямому повітряному охолодженні обмотки статора питома теплове навантаження, як правило, знаходиться в межах $800 \dots 1100 \text{ Вт/м}^2$, а при непрямому водневому охолодженні $1000 \dots 1500 \text{ Вт/м}^2$. Обмотка ротора завдяки кращим умовам охолодження внаслідок наявності обертання зазвичай має трохи більші значення питомого теплового навантаження, а саме $2500 \dots 3000 \text{ Вт/м}^2$ для непрямого повітряного охолодження та $3500 \dots 4000 \text{ Вт/м}^2$ для непрямого водневого охолодження.

2.3.3 Теплопровідність

При стаціонарному протіканні теплового потоку через пластину з відомого матеріалу закон теплопровідності можна подати в наступному вигляді:

$$\vartheta = W \cdot \frac{b}{\lambda}, \quad (2.13)$$

де ϑ – різниця температур між поверхнями, К;

W – питоме теплове навантаження, Вт/м²;

b – товщина пластини, м;

λ – теплопровідність матеріалу пластини, Вт/(м·К).

Часто трапляються випадки, коли той самий тепловий потік проходить через послідовно з'єднані теплові опори. Прикладом такого поєднання є проходження теплового потоку від обмотки крізь тепловий опір основної ізоляції та технологічні проміжки між обмоткою і стінками паза. В такому випадку еквівалентна теплопровідність двох пластин може бути розрахована за формулою

$$\lambda_{\text{екв}} = \frac{(b_1 + b_2) \cdot \lambda_1 \cdot \lambda_2}{b_1 \cdot \lambda_1 + b_2 \cdot \lambda_2}, \quad (2.14)$$

де b_1, b_2 – товщини пластин, м;

λ_1, λ_2 – теплопровідності матеріалів пластин, Вт/(м·К).

2.3.4 Тепловіддача з поверхні

У турбогенераторах завжди використовується примусова система охолодження, для якої тепловіддача від нагрітого тіла здійснюється в основному за рахунок конвекції.

При передачі тепла з поверхні нагрітого тіла до охолоджуючого середовища відповідно до закону Ньютона-Ріхмана різниця температури охолоджуваної поверхні тіла і температури охолоджуючого середовища складає

$$\vartheta_{\alpha} = W \cdot \frac{1}{\alpha}, \quad (2.15)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні, Вт/(м²·К).

Коефіцієнт тепловіддачі залежить від багатьох факторів, зокрема від властивостей охолоджуючого середовища та характеру його руху, температури, форми і стану охолоджуваної поверхні, напрямку теплового потоку та швидкості руху охолоджуючого середовища.

На практиці визначення коефіцієнта тепловіддачі зазвичай відбувається за допомогою методу подібності, коли властивості потоку охолоджуючого середовища оцінюються в безрозмірних критеріях, які дозволяють визначити умови охолодження на основі експериментальних даних. Такими безрозмірними параметрами є критерії Рейнольдса, Нуссельта та Прандтля.

Критерій Рейнольдса визначає характер руху середовища на основі швидкості потоку охолоджуючого середовища:

$$Re = \frac{V \cdot l}{\nu}, \quad (2.16)$$

де l – визначальний розмір, м;

ν – кінематична в'язкість середовища, м²/с;

При $Re < 2300$ рух середовища має ламінарний характер, значення $Re \geq 10000$ відповідає турбулентному руху. При числі Re між 2300 та 10000 має місце нестійкий режим руху, для якого той чи інший стан руху залежатиме від другорядних факторів (стан поверхні, кривизна каналу тощо). Проте за результатами досліджень у деяких практичних випадках, коли канали мають відносно невелику довжини з шорсткою поверхнею або вигинами (наприклад при транспозиції статорних стрижнів) стійкий турбулентний рух існуватиме вже при значенні $Re \geq 5000$.

Критерій Нуссельта зв'язує коефіцієнт тепловіддачі з геометричними

розмірами та теплопровідністю середовища:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}. \quad (2.17)$$

Критерій Прандтля, що визначає властивості охолоджуючого середовища,

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (2.18)$$

де a – коефіцієнт термічної дифузії середовища, м²/с.

Також відомі вирази, отримані на основі експериментальних даних, що визначають взаємний вплив вказаних безрозмірних критеріїв при різних умовах охолодження. Таким чином коефіцієнт тепловіддачі з поверхні можливо визначити на основі формул (2.16), (2.17) та (2.18) за наявною інформацією про взаємозв'язок між критеріями Рейнольдса, Нуссельта та Прандтля.

2.4 Математичне моделювання фізичних процесів в тривимірній постановці

Сучасні засоби математичного моделювання фізичних процесів дозволяють в тому числі виконувати розрахункові дослідження в галузі обчислювальної газо- та гідродинаміки та дозволяють розраховувати широкий спектр різних течій рідин та газів. Це двовимірні та тривимірні, ламінарні, турбулентні та перехідні, нестискані, стискані, стаціонарні та нестаціонарні течії багатокомпонентних текучих середовищ в каналах та навколо тіл. Розрахунки можуть виконуватись з урахуванням гравітації, руху граничного шару, у тому числі з урахуванням шорсткості стінок. З точки зору теплообміну можуть розглядатись задачі з теплообміном між текучим середовищем та твердим тілом, яке, у свою чергу, може складатися з декількох матеріалів; з розрахунком теплопередачі в твердих тілах, тобто з розв'язанням задачі об'єднаного теплообміну, в тому числі з урахуванням радіаційного теплообміну між поверхнями. Також слід згадати про можливість

розрахунку течії крізь пористі середовища як крізь розосереджені опори; розрахунку ламінарної течії неньютонівських рідин; розрахунку течії стисливих рідин; розрахунок двофазної течії як руху рідких або твердих частинок в потоці текучого середовища.

У якості граничних умов, крім звичайної стінки, вхідних і вихідних отворів, можуть бути задані припливні або витяжні вентилятори, температура середовища та твердих тіл, теплові потоки. Можливим є завдання об'ємних джерел тепла у текучому середовищі та в тілі (якщо розраховується теплопередача у твердих тілах), поверхневих джерел тепла на поверхні твердого тіла, а також радіаційних потоків тепла.

2.4.1 Постановка задачі тривимірного розрахунку системи охолодження турбогенератора

При роботі турбогенератора в його активних частинах виділяються різні види теплових втрат (зокрема омічні втрати, втрати від впливу вихрових струмів, втрати тертя, додаткові втрати та ін.), що призводить до зростання температури деталей і вузлів, в яких виділяються ці втрати. Значення температури обмежується в першу чергу прийнятим класом ізоляції, використаної в турбогенераторі.

Для повноцінного розрахункового аналізу системи охолодження турбогенератора необхідно враховувати такі фактори, як складна форма тіл за рухом потоку охолоджуючого середовища, швидкісні режими потоку газу, наявність обертових вузлів, що вимагає розглядати потік у вигляді неламінарного. При цьому в даному випадку відносно невеликі значення тиску охолоджуючої речовини всередині турбогенератора (повітря при атмосферному тиску або водень з тиском до 0,4 МПа) і його швидкості руху дозволяють розглядати охолоджувач як нестисливий газ.

Для моделювання течії охолоджувача був використаний прикладний програмний пакет SolidWorks, до якого зокрема входить спеціалізований модуль для моделювання течії рідин та газів – Flow Simulation. Цей пакет моделює рух потоку на основі розв'язання рівняння Нав'є-Стокса. Також використане програмне забезпечення дозволяє визначати теплопередачу від охолоджуваних частин

турбогенератора за допомогою технологій обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD).

Розглянемо докладніше принципи використання рівнянь Нав'є-Стокса [8]. В загальному випадку рух і теплообмін текучого середовища моделюється за допомогою чисельного обчислення рівнянь Нав'є-Стокса, що описують у нестационарній постановці закони збереження маси, імпульсу та енергії цього середовища. Крім того, використовуються рівняння стану компонентів текучого середовища, а також емпіричні залежності в'язкості та теплопровідності цих компонентів середовища від температури. Також неньютонівські рідини задаються залежністю їхнього коефіцієнта в'язкості від швидкості зсувних деформацій та температури; стисливі рідини задаються залежністю їх густини від тиску. Цими рівняннями моделюються турбулентні, ламінарні та перехідні (між ламінарними та турбулентними, перехід визначається критичним значенням числа Рейнольдса) течії. Для моделювання турбулентних течій (вони зустрічаються в інженерній практиці найчастіше) згадані рівняння Нав'є-Стокса осереднюються за Рейнольдсом, тобто використовується середній за малим масштабом часу вплив турбулентності на параметри потоку, а великомасштабні часові зміни вже осереднених газодинамічних параметрів потоку (тиску, швидкостей, температури) враховуються введенням відповідних похідних за часом. В результаті рівняння мають додаткові члени – напруги за Рейнольдсом, а для замикання цієї системи рівнянь використовуються рівняння перенесення кінетичної енергії турбулентності та її дисипації в рамках турбулентності $k-\varepsilon$.

Ці рівняння доповнюються виразами стану рідини, які визначають природу рідини, а також емпіричними залежностями щільності, в'язкості та теплопровідності рідини в залежності від температури.

Рівняння Нав'є-Стокса мають вигляд

$$\frac{d\vec{u}}{dt} = -(\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} - \frac{1}{\rho}\nabla\vec{p} + \nu\Delta\vec{u} + \vec{f}, \quad (2.19)$$

де u – швидкість течії, м/с;
 p – тиск, Па;
 ρ – густина рідини, кг/м³;
 ν – кінематична в'язкість, м²/с;
 f – зовнішня сила, що діє на рідину, Н.

Рівняння Нав'є-Стокса доповнюються рівнянням нерозривності

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{u}) = 0. \quad (2.20)$$

Таким чином, ламінарна течія рідини може бути математично описана системою з чотирьох рівнянь: трьома рівняннями Нав'є-Стокса в проекціях на осі та рівнянням нерозривності для чотирьох невідомих (три компоненти вектору швидкості та гідродинамічного тиску).

Для описання турбулентного режиму в розглянутій системі рівнянь використовується декомпозиція Рейнольдса, відповідно до якої довільну величину x можна записати як суму її середнього значення $\bar{x}_i$ та відхилення x'_i :

$$x_i = \bar{x}_i + x'_i. \quad (2.21)$$

Рівняння нерозривності (2.20) для нестисливої рідини має вигляд

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0. \quad (2.22)$$

При використанні до рівняння (2.4) декомпозиції Рейнольдса отримаємо рівняння нерозривності для усередненої швидкості $\bar{u}_i$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0, \quad (2.23)$$

та для відхилення швидкості u'_i

$$\frac{\partial u'_i}{\partial x_i} = 0 \text{ ,} \quad (2.24)$$

Використовуючи рівняння (2.23) та (2.24), можна записати рівняння (2.19) в компонентах наступним чином:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = \rho g_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \text{ ,} \quad (2.25)$$

де σ_{ij} – напруження в рідині, що визначаються за формулою

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \text{ ,} \quad (2.26)$$

де δ_{ij} – дельта функція Кронкера, що в свою чергу визначається як

$$\begin{cases} \delta_{ij} = 1, & i = j \\ \delta_{ij} = 0, & i \neq j \end{cases} \quad (2.27)$$

Використовуючи декомпозицію Рейнольдса, рівняння (2.25) можна записати у наступному вигляді:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = p \bar{g}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\sigma}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) \text{ .} \quad (2.28)$$

Це рівняння являє собою рівняння Нав'є-Стокса, усереднене за Рейнольдсом (або система рівнянь Рейнольдса). Вони описують усереднену за часом течію рідини, їхньою особливістю порівняно з початковими рівняннями (2.1) полягає в появі нових невідомих (додаткова складова в правій частині $\rho \overline{u'_i u'_j}$), які характеризують позірні турбулентні напруги. Ця складова має назву напруження

Рейнольдса, що враховує додаткові втрати і перерозподіл енергії в турбулентному потоці.

Система рівнянь Рейнольдса містить шість невідомих і виявляється незамкненою, тому для її розв'язання доводиться залучати додаткову інформацію.

Для замикання системи рівнянь необхідно визначити зв'язок між напруженнями по Рейнольдсу і параметрами усередненої течії. Цей зв'язок визначають за допомогою різних моделей турбулентності.

Чисельне обчислення процесу теплообміну між поверхнею тіла і середовищем виконується на основі закону Ньютона-Ріхмана (2.15), згідно яким кількість теплоти, що віддається одиницею поверхні тіла в одиницю часу, пропорційна різниці температур поверхні тіла і охолоджуючого середовища.

Відповідно до закону збереження енергії кількість теплоти, що відводиться з одиниці поверхні за одиницю часу внаслідок тепловіддачі, дорівнює теплоті, що підводиться до одиниці поверхні за одиницю часу за рахунок теплопровідності з внутрішнього об'єму тіла, тобто

$$\alpha \cdot \vartheta_{\alpha} = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right), \quad (2.29)$$

де n – нормаль до поверхні тіла; індекс "0" вказує на те, що температура і градієнт відносяться до поверхні тіла (при $n=0$).

Значення коефіцієнта тепловіддачі α визначаються на основі критеріальних рівнянь (2.16), (2.17) та (2.18), отриманих перетворенням диференціальних рівнянь гідродинаміки і конвективного теплообміну методами теорії подібності.

2.4.2 Початкові та граничні умови

Для прив'язки математичної моделі до конкретної фізичної або інженерної задачі та до області простору, в якій вона вирішується (так звана розрахункова область), необхідно задати початкові та граничні умови.

Необхідність завдання початкових умов, тобто значень фізичних параметрів середовища (плинного та твердого, якщо розраховується теплопередача в твердому

тілі) в розрахунковій області, впливає з нестационарності використаної математичної моделі. Вибрані початкові умови в залежності від типу вирішуваних задач можуть визначати їх рішення та також можуть суттєво сплинути на швидкість знаходження цього рішення.

Завдання граничних умов, тобто умов в межах розрахункової області, є обов'язковою умовою для всіх типів задач. Фактично, граничні умови визначають зв'язок фізичних процесів у розрахунковій області з фізичними процесами поза нею. Залежно від способу завдання меж розрахункової області та, відповідно, умов на них, всі задачі можна умовно поділити на внутрішні та зовнішні:

- у внутрішніх задачах заповнена текучим середовищем розрахункова область обмежена стінками моделі (якщо розраховується теплопередача в стінках, ці стінки також включаються у цю розрахункову область), при цьому деякі поверхні стінок можуть розглядатися як отвори, якими розрахункова область з'єднується із зовнішніми порожнинами, заповненими текучою середовищем; всі задані в цих межах умови точно виконуються під час вирішення завдання;

- у зовнішніх задачах заповнена текучим середовищем розрахункова область обмежена площинами розрахункової сітки, паралельними координатним площинам і повністю лежать у текучому середовищі, яка обтікає модель (так звані зовнішні межі), при цьому можливе також часткове проходження цих кордонів через тверді тіла, наприклад, перетинання ними стінок моделі або використання поверхонь моделі як межі (так звані внутрішні межі); при цьому умови, задані на зовнішніх кордонах, не обов'язково точно виконуються при розв'язанні задачі.

Нижче розглянуті основні граничні умови, що можуть задаватися для вирішення в залежності від особливостей вирішуваних задач.

Параметри текучого середовища на вхідних та вихідних отворах моделі:

- масова або об'ємна витрата, для вхідного отвору також профіль швидкості, температура, параметри турбулентності та приграничного шару;

- швидкість та її профіль, для вхідного отвору також температура, параметри турбулентності та приграничного шару;

- повний чи статичний тиск і, на той випадок, якщо отвір виявиться вхідним

(при завданні тиску напрямом течії не задається, а визначається в ході вирішенні задачі), температура, параметри турбулентності та приграничного шару;

- при наявності витяжного або припливного вентилятора залежність об'ємної або масової витрати від перепаду тиску на вентиляторі, для припливного вентилятора додатково задаються профіль швидкості, температура, параметри турбулентності та приграничного шару, для зовнішнього вентилятора також задається тиск на зовнішній стороні вентилятора;

Параметри поверхонь твердих тіл, що контактують з текучим середовищем:

- шорсткість поверхні;
- температура поверхні;
- питомий (тобто з одиниці поверхні) або сумарний (за вказаною поверхнею) тепловий потік;

- коефіцієнт тепловіддачі поверхні текучим середовищем;
- адіабатична поверхня, тобто відсутність теплообміну текучого середовища з поверхнею;

- ідеальна поверхня, тобто відсутність прикордонного шару на поверхні та теплообміну текучого середовища з поверхнею;

- рух поверхні стінки, що не змінює геометрію проточного тракту моделі (обертання чи поступальний рух).

Теплові умови на зовнішніх поверхнях твердих тіл, що є граничними при розрахунку теплопередачі у твердих тілах:

- температура поверхні;
- коефіцієнт тепловіддачі поверхні у зовнішнє текуче середовище та температура цього середовища.

На вибраній поверхні зазвичай можна задати тільки одну з перерахованих граничних умов (за винятком шорсткості). Крім того, задані на різних поверхнях граничні умови не повинні конфліктувати.

Крім початкових та граничних умов, задаються теплофізичні властивості аналізованих текучих середовищ:

- для газів: молекулярна маса, показник адіабати, питома теплоємність при

постійному тиску, коефіцієнт динамічної в'язкості, коефіцієнт теплопровідності;

- для рідин: густина, питома теплоємність, коефіцієнт динамічної в'язкості, коефіцієнт теплопровідності;

- для аналізу теплопередачі в твердих тілах: густина, питома теплоємність, коефіцієнт теплопровідності матеріалів.

2.4.3 Чисельне розв'язання задачі

Для знаходження шуканого чисельного розв'язання задачі безперервна нестационарна математична модель фізичних процесів дискретизується як у просторі, і у часі.

Щоб виконати дискретизацію по простору, вся розрахункова область покривається розрахунковою сіткою. Метод скінчених об'ємів характеризується розрахунком значень незалежних змінних в центрах осередків, а не в вузлах розрахункової сітки. Відповідно, осередки розрахункової сітки мають форму паралелепіпедів. Область, у якій ця сітка будується, також має однакову для всіх задач форму паралелепіпеда.

При вирішенні внутрішніх задач, тобто при розрахунку поведінки текучого середовища в обмеженій стінками моделі, використовується так званий метод фіктивних областей, тобто формально розрахункова сітка будується всередині області у вигляді паралелепіпеда, що покриває модель з текучим середовищем всередині. Розрахунки проводяться тільки в осередках сітки, що потрапили в розрахункову область, тобто в простір, заповнений відповідно до постановки завдання текучим середовищем та твердим тілом (якщо в ньому розраховується теплопередача). У осередках сітки поза розрахунковою областю розрахунки не проводяться. Такий підхід дозволяє розраховувати течії у дуже складних каналах без ускладнення алгоритму розв'язання задачі.

При вирішенні зовнішніх завдань, тобто коли текуче середовище обтікає тверде тіло розрахункова область автоматично будується у вигляді паралелепіпедоподібної області, грані якої паралельні координатним площинам декартової системи координат моделі, але розташовані на певній відстані від твердого тіла. При необхідності відстань розташування цих граней може бути

відкоригована.

Процес побудови розрахункової сітки починається з побудови так званої базової сітки, яка отримується шляхом розбиття простору побудови сітки на шари площинами, паралельними координатним площинам використовуваної декартової системи координат моделі. Число цих площин, що визначають базову сітку, тобто число осередків базової сітки вздовж кожної з координатних осей, визначається автоматично на підставі заданих установок, проте у разі необхідності розташування площин може бути відкориговане.

Для точного урахування геометричних особливостей тіла можливе дроблення розміру отриманих осередків сітки. Для областей з великими градієнтами фізичних параметрів текучого середовища або температури твердого тіла використовуються процедури дроблення осередків сітки на попередньому етапі (до початку розрахунку) з наступною перевіркою її параметрів.

Природно, що точність рішення поставленої безперервної (диференціальної) математичної задачі в загальному випадку залежить від розмірів осередків розрахункової сітки, що покривають розрахункову область. Тому, щоб вирішити поставлене математичне завдання досить точно, а також для оцінки досягнутої точності, необхідно проведення кількох розрахунків на декількох різних розрахункових сітках з різними розмірами осередків з метою визначення такої частоти розрахункової сітки, починаючи з якої розв'язання задачі перестає залежати від частоти сітки.

2.5 Висновки до другого розділу

Проведений аналіз основних існуючих методик та алгоритмів вентиляційного та теплового розрахунку систем охолодження турбогенераторів показує, що обчислення теплового стану активних та конструктивних частин турбогенераторів на практиці зручно проводити в кілька етапів.

На першому етапі проектування турбогенератора визначаються вихідні дані системи охолодження на базі результатів електромагнітного розрахунку, зокрема на основі теплових втрат, які необхідно відвести від конкретних ділянок

турбогенератора. Опрацювання отриманих даних дозволяє визначити параметри системи вентиляції турбогенератора (розрахункова напірна характеристика вентилятора, розміри газопроводів та ін.), що є основою для виконання первинного аналітичного розрахунку системи охолодження.

Визначено, що аналітичний розрахунок дозволяє отримати загальну картину розподілення температур, проте відносно низька точність примушує задавати достатньо великі запаси по температурам, що зазвичай не дозволяє оптимізувати конструкцію електричної машини.

Зазначено, що існуючий математичний апарат на наступних етапах проектування турбогенератора дозволяє виконувати розрахунки в тривимірній постановці методом скінчених елементів з достатньо високою точністю, щоб отримати картину розподілу температур між елементами конструкції. Це зрештою дає змогу виконання оптимізації масогабаритних показників турбогенератора за рахунок прийняття менших запасів за граничними температурами при збереженні необхідних параметрів надійності електричної машини.

У розділі представлена загальна методика виконання розрахунку системи охолодження методом скінчених елементів, що враховує особливості роботи турбогенератора та заснована на розв'язанні комплексу задач теплопровідності і газодинаміки у програмному комплексі SolidWorks Simulation. Задача припускається незв'язаною, що дає можливість виконання послідовного розв'язання рівнянь з їхнім поступовим ітераційним уточненням.

В роботах [9, 10] представлені основні методи тривимірного розрахунку, показана яким чином будується розрахункова сітка та позначені тривимірні поля охолоджуючого середовища та основних компонентів апарату щіткотримачів.

2.6 Література до другого розділу

1. Кенсицький О.Г., Хвалін Д.І. Нагрів обмотки статора турбогенератора при порушенні циркуляції холодоагенту. Проблеми безпеки атомних електростанцій і Чорнобиля. 2018. № 31. С. 31–35. ISSN 1813-3584

2. Huang, CH., Hung, MH.: An optimal design algorithm for centrifugal fans: Theoretical and experimental studies. J Mech Sci Technol 27, pp. 761–773, 2013, <https://doi.org/10.1007/s12206-013-0126-7>
3. Tannehill J.C., Anderson D.A., Pletcher R.H. Computational fluid dynamics and heat transfer. Second edition. New York: Taylor & Francis, 1997. 785 p.
4. Hongwei Wang. (2023). Similarity and Dimensional Analysis. Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/9781108671149.009>
5. Amir Faghri, Yuwen Zhang: Fundamentals of Multiphase Heat Transfer and Flow. Springer Nature Switzerland AG, Gewerbestrasse 11, 6330 Cham, Switzerland, 2020, ISBN 978-3-030-22136-2, ISBN 978-3-030-22137-9 (eBook), <https://doi.org/10.1007/978-3-030-22137-9>
6. ДСТУ EN IEC 60034-3:2022 Машини електричні обертові. Частина 3. Спеціальні вимоги до синхронних генераторів з приводом від парових або газових турбін (EN IEC 60034-3:2020, IDT; IEC 60034-3:2020, IDT).
7. Przybysz, J. Metoda wyznaczania rozkładu temperatur w uzwojeniu wirnika turbogeneratora. Archiwum elektrotechniki. 1973. Vol. XXII. P. 767–777.
8. Обчислювальна гідромеханіка. Рівняння Нав'є – Стокса: навч. посіб. / В.А. Каліон. – К.: Видавничо-поліграфічний центр "Київський університет", 2016. – 221 с.
9. **А.Є. Коврига**, Особливості розрахункового визначення теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора, J. Of Mech. Eng., 2024, Том 27, № 4, сс. 22-30. <https://doi.org/10.15407/pmach2024.04.022>
10. Tretiak, O., Arefieva, M., Makarov, P., Serhiienko, S., Zhukov A., Shulga I., Penkovska N., Kravchenko S., **Kovryga A.** "Study of Different Types of Ventilation and Cooling Systems of Bulb Hydrogenerators in a Three-Dimensional Setting," SAE Int. J. Mater. Manf. 18(3):2025, <https://doi.org/10.4271/05-18-03-0020>

РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ЩІТКОВО-КОНТАКТНОГО АПАРАТУ ТУРБОГЕНЕРАТОРА З ДОДАТКОВИМИ ФІЛЬТРАМИ

Характерною особливістю синхронних електричних машин, у тому числі турбогенераторів, є необхідність живлення розташованої на роторі обмотки збудження, що необхідна для створення магнітного поля в магнітопроводі електричної машини.

Одним з найбільш розповсюджених способів живлення обмотки ротора є використання щітково-контактного апарату. Живлення забезпечується постійним струмом від системи збудження, що може бути електромашинною або ж тиристорною. Електромашинна система збудження у якості джерела постійного струму використовує допоміжну електричну машину з відносно невеликою потужністю, що, як правило, встановлена на одному валу зі збуджуваною машиною та використовує механічну потужність на валу агрегату. Тиристорна система збудження використовує електричну потужність шляхом підключення трансформатора збудження до мережі змінного струму з наступним випрямленням струму за допомогою тиристорного устаткування. Для турбогенератора або гідрогенератора трансформатор системи збудження зазвичай підключається безпосередньо до вивідних шин статора, тобто для збудження фактично використовується частина власної вироблюваної потужності генератора, тому для такого випадку часто використовується назва «система самозбудження».

Також існує альтернативний спосіб подачі збудження на ротор генератора за допомогою безщіткового збуджувача, що являє собою електричну машину змінного струму з обертовим якорем, обмотка якого з'єднана безпосередньо з обмоткою ротора збуджуваної машини через випрямний діодний блок. В такому випадку щітково-контактний апарат стає необов'язковим, проте в деяких випадках ротор генератора має одночасно як безщітковий збуджувач, так і щітково-контактний апарат.

Для турбогенераторів великої та середньої потужності проектування

щітково-контактний апарату є достатньо складним завданням. Забезпечення працездатності всіх елементів апарату вимагає від інженера-конструктора широкого діапазону знань у різних наукових сферах, бо конструкція включає у себе як високонавантажені контактні електричні з'єднання (контактні кільці в поєднанні зі струмоподводом ротора) на роторі, що обертається з високою швидкістю, так і конструктивні елементи апарату щіткотримачів (щітки, щіткотримачі, система вентиляції), що мають забезпечувати безперебійну експлуатацію і зручне та швидко налагодження та регулювання.

За статистичних даних щодо причин виникнення типових аварійних ситуацій на електричних генераторах електростанцій, обумовлених відмовами різного типу, видно, що 14% усіх відмов припадає саме на щітково-контактні апарати. Така достатньо висока доля відмов говорить про те, що підвищення надійності цього вузла є актуальним завданням на сьогоднішній день, бо явища, що відбуваються в працюючих щітково-контактних апаратах, є доволі складними та потребують подальшого вивчення.

За статистичними даними основними причинами відмов щітково-контактних апаратів є:

- круговий вогонь;
- нагрів контактних кілець вище гранично допустимого значення;
- нерівномірне зношення щіток;
- місцеве биття контактних кілець;
- вібрація та сколювання щіток;
- зниження опору ізоляції нижче гранично допустимого значення.

Важливою особливістю проектування щітково-контактного апарату є те, що при виконанні теплового розрахунку доводиться вирішувати теплове завдання з трьома типами тепловиділень: електричні втрати в класичній постановці, втрати на тертя щіток об контактне кільце та додаткові втрати, спричинені дією паразитних струмів. У роботах [1], [2] викладено основні способи розрахунку і проектування щітково-контактних апаратів електричних машин подібних типів, але загалом вони не дозволяють встановити реальну картину теплового стану апарату щіткотримачів

в тривимірному вигляді. У зв'язку з цим для задоволення вимог надійності та експлуатації є доцільним переглянути існуючі методики з метою реалізації рішення у програмних комплексах методами CFD.

3.1 Конструкція апарату щіткотримачів турбогенератора

Щітково-контактний апарат синхронної електричної машини конструктивно складається з двох основних частин:

- контактні кільця (обертова частина), що зазвичай є частиною ротора синхронної машини;
- апарат щіткотримачів (непорушна частина), який зазвичай кріпиться до опорних вузлів електричної машини або ж безпосередньо до фундаменту.

Типова конструкція апарату щіткотримачів турбогенератора наведена на рис. 3.1. Апарат кріпиться до передбачених проектом закладних плит на фундаменті турбогенератора та складається з наступних основних елементів: зварного каркасу 1, струмознімального пристрою 2, ізолюваних шпильок 3, вивідних шин з клемною панеллю 4, ізоляційного кільця ущільнювача 5 та витяжного вентиляційного пристрою 6.

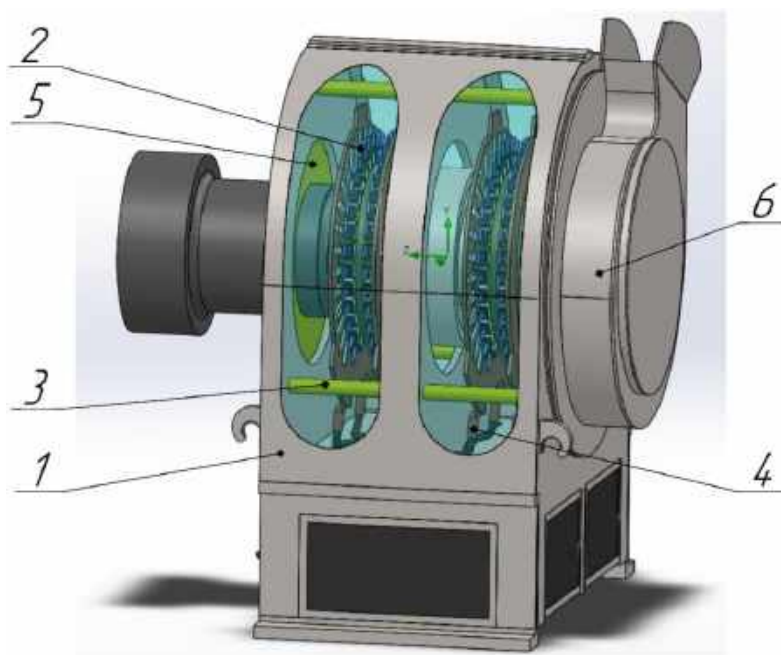


Рис. 3.1 – Типова конструкція щітково-контактного апарату

Зварний каркас складається з основи (нижньої плити), вертикальних стінок (торцевих та бічних), горизонтальної перегородки з вікнами для розподілу охолоджуючого повітря між контактними кільцями, допоміжних елементів для кріплення інших частин апарату щіткотримачів. У зварному каркасі передбачені вікна для входу охолоджуючого повітря та легкознімні оглядові двері з кожного боку апарату.

До складу струмознімального пристрою входять чотири мідних кільцевих шини (по дві шини на кожне контактне кільце), на яких по колу закріплюються власне струмознімальні елементи, а саме спеціальні бракети та розташовані в них щіткотримачі.

Мідні кільцеві шини струмознімального пристрою закріплені до зварного каркасу за допомогою ізольованих шпильок та сталевих роз'ємних тримачів.

Бракети складаються з мідних скоб, у прямокутних гніздах яких за допомогою болтів закріплені латунні обойми. Скоби кріпляться до мідних кільцевих шин за допомогою болтів крізь овальні отвори у бічних полицях скоб, що дозволяють регулювати радіальне розташування скоб відносно контактних кілець. Латунні обойми, що зафіксовані на скобах, мають вентиляційні вікна у кожній грані для поліпшення теплопередачі від щіток до охолоджуючого повітря.

В обоймах встановлені щіткотримачі з розташованими в них електричними щітками. Можливе використання різних типів щіткотримачів та щіток, згідно з сучасними тенденціями щіткотримачі мають бути швидкознімними та мають бути обладнані пружинами з постійним зусиллям для притискання щіток.

На рис. 3.2 зображений швидкознімний щіткотримач одного з провідних світових виробників щітково-контактного обладнання компанії Mersen (Франція). Зображений тип щіткотримача має ізольовану ручку, що дозволяє виконувати встановлення та зняття щіткотримача навіть під час роботи генератора, бо безпека для обслуговуючого персоналу забезпечується завдяки відсутності контакту людини зі струмопровідними частинами траверси. Зняття щіткотримача виконується шляхом повертання ручки. Також цей тип щіткотримача має наступні особливості:

- точне виготовлення всіх компонентів, що дозволяє застосовувати їх без попереднього регулювання чи доопрацювання та без прив'язки до конкретного місця розташування на траверсі;
- застосування натискних механізмів із пружинами постійного натискання;
- наявність стопорного механізму, що запобігає випаданню електрощіток під час встановлення та зняття щіткотримача;
- можливість використання щіток з підвищеним радіальним розміром, що забезпечує більшу тривалість періоду між замінами щіток.



Рис.3.2 – Швидкознімний щіткотримач

Вивідні ізолювані шини, що складаються з гнучких мідних пластин, відходять від кожної пари струмознімних кілець та з'єднують їх з клемною панеллю апарату, призначену для підключення до неї зовнішніх кабелів підведення струму збудження обмотки ротора.

Рознімне ізоляційне кільце призначене для закриття простору між валом ротора та каркасом апарату з боку генератора з метою забезпечення електробезпеки для обслуговуючого персоналу та організації вентиляційного тракту для охолодження апарату щіткотримачів.

До складу витяжного вентиляційного пристрою входять відцентровий вентилятор, встановлений поблизу контактних кілець ротора, та зварний «равлик»

у вигляді «Архімедової спіралі» з розтрубом для виходу гарячого повітря.

Струмознімальний апарат та контактні кільця мають розімкнену систему охолодження із забиранням охолоджуючого повітря з машинного залу та викиданням гарячого повітря в машинний зал або канал фундаменту. Колесо відцентрового вентилятора встановлене на кінці валу ротора. Охолоджувальне повітря входить через вентиляційні отвори в нижній порожнині каркасу, звідти завдяки вентиляційним вікнам в горизонтальній перегородці розділяється на три потоки. Перший потік заходить в простір між вертикальною стінкою каркаса і ізоляційною перегородкою, розташованою перед першою кільцевою мідною шиною, а потім рухається вздовж поверхні внутрішнього контактного кільця у напрямку до «равлика» та охолоджує на своєму шляху струмознімальну шину з розташованими на ній елементами та поверхню контактного кільця. Другий потік заходить у простір між мідними кільцевими шинами внутрішнього кільця, де охолоджує другу струмознімальну шину з розташованими на ній елементами та іншу частину внутрішнього контактного кільця, а далі з'єднується з першим потоком. Третій потік заходить у простір між третьою шиною та середньою вертикальною стінкою каркасу, де охолоджує зовнішнє контактне кільце, третю та четверту струмознімальні шини з розташованими на них елементами, а далі з'єднується з першим та другим потоками перед входом у «равлик».

3.2 Аналітичний розрахунок апарату

Актуальним завданням при проектуванні нового обладнання або реконструкції існуючих турбогенераторів є забезпечення фільтрації повітря на вході в апарат щіткотримачів зі зберіганням тиску та витрати повітря, необхідних для повного відведення теплових втрат. Встановлення фільтрів підвищить надійність роботи щітково-контактного апарату завдяки суттєвому зниженню рівня забруднення струмопровідних та електроізоляційних елементів від домішок, наявних в повітрі машинного залу електростанції.

Розглянемо випадок встановлення фільтрів на щітково-контактному апараті, що розрахований для експлуатації з наступними параметрами:

За результатами апроксимації лінії тренду графіку залежності напору вентилятора від витрати повітря можна отримати наступне поліноміальне наближення цієї залежності:

$$H(Q) = -0,5370 \cdot Q^6 + 9,012 \cdot Q^5 - 64,132 \cdot Q^4 + 261,77 \cdot Q^3 - 902,42 \cdot Q^2 + 1610,5 \cdot Q + 981,4 ; \quad (3.1)$$

де H – напір вентилятора, Па;

Q – витрата повітря через вентилятор, м³/с.

Для базової конструкції траверси щіткотримачів витрата повітря за експериментальними даними складає $Q_6 = 2,0$ м³/с.

Падіння тиску повітря в базовій конструкції, яке розраховане за вищенаведеною напірною характеристикою вентилятора, для вказаної витрати повітря складає $H_6 = 1914,8$ Па.

Таким чином, гідравлічний опір базової конструкції протіканню повітря становить:

$$R_6 = \frac{H_6}{Q_6^2} = \frac{1914,8}{2,0^2} = 478,7 \frac{\text{кг}}{\text{м}^7}. \quad (3.2)$$

Додатковий гідравлічний опір фільтрів визначається за їх номінальними параметрами:

$$Q_\phi = 1480 \text{ м}^3/\text{год} = \frac{1480}{3600} = 0,411 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$P_\phi = 64 \text{ Па}.$$

При цьому в зварному каркасі апарату щіткотримачів можна розмістити чотири вхідних вікна з розмірами близько 400×200 мм, що за площею перерізу

вікна та його пропускної здатністю приблизно еквівалентне паралельному встановленню двох фільтрів типу CFW30 з розмірами 400×400 мм. Гідравлічний опір одного такого фільтру складає:

$$R_{\phi} = \frac{H_{\phi}}{Q_{\phi}^2} = \frac{64}{0,411^2} = 378,7 \frac{\text{кг}}{\text{м}^7}. \quad (3.3)$$

При паралельному встановленні двох фільтрів їх загальний гідравлічний опір становить:

$$R_{\phi\pi} = \frac{1}{\left(2 \cdot \frac{1}{\sqrt{R_{\phi}}}\right)^2} = \frac{R_{\phi}}{4} = 94,7 \frac{\text{кг}}{\text{м}^7}. \quad (3.4)$$

Загальний гідравлічний опір нової системи з фільтрами визначається як сума опорів базової конструкції апарату щіткотримачів та встановлених фільтрів при їх послідовному з'єднанні:

$$R_{\text{н}} = R_{\text{б}} + R_{\phi\pi} = 478,7 + 94,7 = 573,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}^7}. \quad (3.5)$$

За отриманим значення гідравлічного опору для нової системи можна визначити її характеристику опору, як:

$$H(Q) = R_{\text{н}} \cdot Q^2 \quad (3.6)$$

Вказана характеристика опору нової системи та напірна характеристика вентилятора наведені на рис. 3.3.

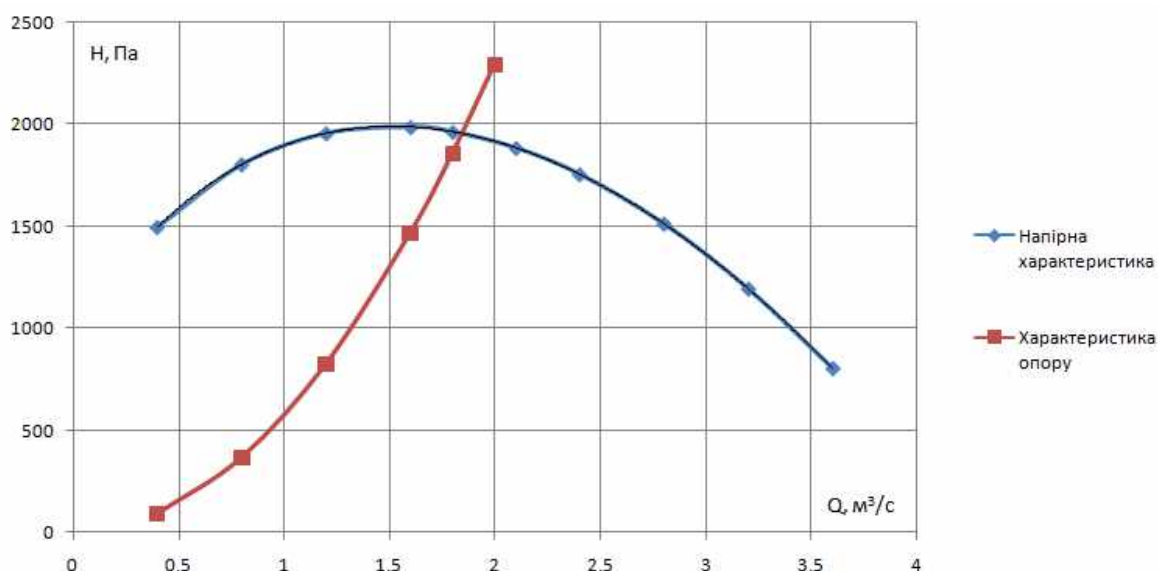


Рис. 3.3 – Характеристики

Точка перетину цих двох характеристик є робочою точкою нової системи. Таким чином, графічно визначена витрата повітря для апарату щіткотримачів з встановленими фільтрами складає $Q_n = 1,846 \text{ м}^3/\text{с}$.

Температура елементів щітково-контактного апарату визначається тепловими втратами, які в них виділяються, та умовами охолодження.

Теплові втрати складається з втрат в перехідних контактах та омичних втрат в струмопровідних частинах. Втрати в перехідних контактах визначаються на основі вимог стандарту ДСТУ ІЕС 60034-2-1:2019 [5], згідно з яким ці втрати визначається як добуток струму та падіння напруги в перехідному контакті $\Delta U = 1 \text{ В}$. На основі дослідних даних в ході експлуатації генераторів ці втрати можуть збільшуватись внаслідок забруднень та порушень в налагодженнях апарату, тому для розрахунку ці втрати приймаються з запасом у 50%. Таким чином для двох контактних кілець втрати в перехідних контактах складають:

$$P_k = 1,5 \cdot 2 \cdot I \cdot \Delta U = 1,5 \cdot 2 \cdot 3130 \cdot 1 = 9390 \text{ Вт}; \quad (3.7)$$

де $I = 3130 \text{ А}$ – номінальний струм збудження.

Отримані втрати умовно розділені на дві рівні частини, одна з яких виділяється в контактних кільцях, а інша – в щітках на струмознімальних кільцях

апарату щіткотримачів.

Розрахункові омічні втрати, що виникають у струмознімальних шинах, складають $P_{\text{ш}} = 105$ Вт при температурі шин 95 °С, що прийнято згідно з рекомендаціями ДСТУ ІЕС 60034-1 [6] для перевищень температур за класом нагрівостійкості ізоляції В.

Швидкість потоку повітря для струмознімальних шин визначається, виходячи з геометричних даних щітково-контактного апарату:

$$V_1 = \frac{Q_{\text{н}}}{F} = \frac{1,846}{0,7321} = 2,52 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (3.8)$$

де $F = 0,7321 \text{ м}^2$ – прохідна площа перерізу по одній із струмознімальних шин.

Визначення коефіцієнту тепловіддачі з поверхні струмознімальних шин виконується на основі відомих критеріальних рівнянь:

$$Re_1 = \frac{V_1 \cdot l_1}{\nu} = \frac{2,52 \cdot 0,01}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 1,67 \cdot 10^3; \quad (3.9)$$

$$Nu_1 = 0,46 \cdot Re_1^{0,5} = 0,46 \cdot (1,67 \cdot 10^3)^{0,5} = 18,82; \quad (3.10)$$

де Re – число Рейнольдса;

$l_1 = 0,01$ м – характеристичний розмір (товщина) шини;

$\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кінематичний коефіцієнт в'язкості повітря;

Nu – число Нуссельта.

Коефіцієнт тепловіддачі з поверхні струмознімальних шин становить:

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda}{l_1} = 18,82 \cdot \frac{0,0276}{0,01} = 51,95 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (3.11)$$

де $\lambda = 0,0276 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Густина теплового потоку для поверхні всіх чотирьох струмознімальних шин складає:

$$q_1 = \frac{\frac{P_k}{2} + P_{ш}}{4 \cdot F_1} = \frac{\frac{9390}{2} + 105}{4 \cdot 0,467} = 2567 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}; \quad (3.12)$$

де $F_1 = 0,467 \text{ м}^2$ – площа поверхні однієї струмознімальної шини.

Таким чином, температура зовнішньої поверхні струмознімальних шин становить:

$$T_1 = T_0 + \frac{q_1}{\alpha_1} = 40 + \frac{2567}{51,95} = 89,4 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (3.13)$$

де $T_0 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ – температура охолоджуючого повітря.

За аналогічним принципом розраховується температура зовнішньої поверхні контактних кілець.

Швидкість на робочій поверхні контактних кілець складає:

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_k \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,45 \cdot 3000}{60} = 70,69 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad (3.14)$$

де $d_k = 0,45 \text{ м}$ – діаметр контактних кілець;

$n = 3000 \text{ об/хв}$ – номінальна частота обертання турбогенератора.

Критеріальні рівняння для контактних кілець виглядають наступним чином:

$$Re_2 = \frac{V_2 \cdot l_2}{\nu} = \frac{70,69 \cdot 0,13}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 6,10 \cdot 10^5; \quad (3.15)$$

$$Nu_2 = 0,46 \cdot Re_2^{0,5} = 0,46 \cdot (6,10 \cdot 10^5)^{0,5} = 359,3; \quad (3.16)$$

де $l_2 = 0,13 \text{ м}$ – характеристичний розмір (аксіальна ширина) кільця.

Коефіцієнт тепловіддачі з поверхні контактних кілець становить:

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda}{l_2} = 359,3 \cdot \frac{0,0276}{0,13} = 76,29 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} . \quad (3.17)$$

Густина теплового потоку для поверхні двох контактних кілець складає:

$$q_2 = \frac{P_k/2}{2 \cdot F_2} = \frac{9390/2}{2 \cdot 0,504} = 4657 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} ; \quad (3.18)$$

де $F_2 = 0,504 \text{ м}^2$ – площа поверхні одного контактного кільця з урахуванням гвинтових канавок та торцевих поверхонь.

Температура зовнішньої поверхні контактних кілець становить:

$$T_2 = T_0 + \frac{q_2}{\alpha_2} = 40 + \frac{4657}{76,29} = 101,0 \text{ } ^\circ\text{C} ; \quad (3.19)$$

Температура повітря на виході з щітково-контактного апарату визначається за формулою:

$$T_3 = T_0 + \frac{P_k + P_{\text{ш}}}{C_p \cdot \rho \cdot Q_{\text{н}}} = T_0 + \frac{9390 + 105}{1006 \cdot 1,128 \cdot 1,846} = 44,5 \text{ } ^\circ\text{C} ; \quad (3.20)$$

де $C_p = 1006 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – питома об'ємна теплоємність повітря;

$\rho = 1,128 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря.

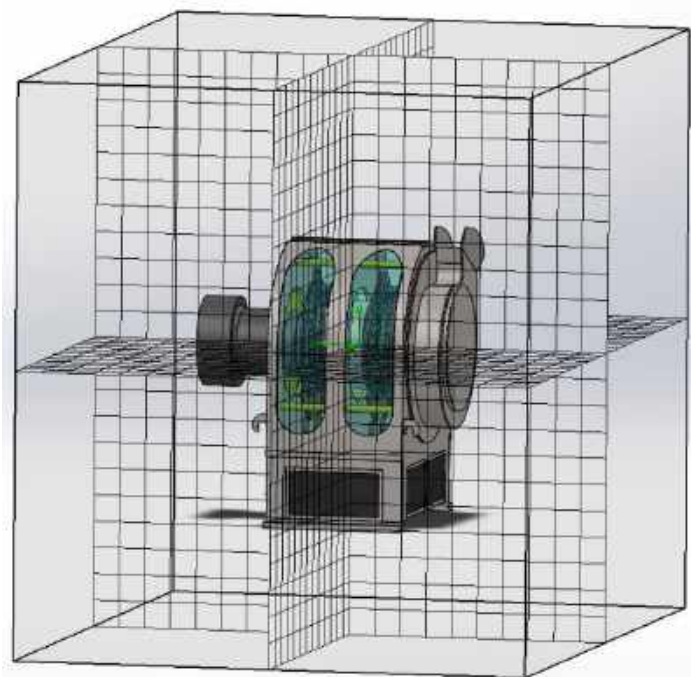
За результатами аналітичного розрахунку отримані температури елементів щітково-контактного апарату не перевищують допустиму температуру, прийняту на рівні класу нагрівостійкості ізоляції В ($120 \text{ } ^\circ\text{C}$) згідно з ДСТУ ІЕС 60034-1 [6] для підвищення надійності та збільшення терміну експлуатації турбогенератора, незважаючи на використання в конструкції ізоляційних матеріалів класу нагрівостійкості F ($155 \text{ } ^\circ\text{C}$).

3.3 Тривимірний розрахунок

Визначення параметрів охолоджувального повітря апарату щіткотримачів в тривимірній постановці виконується за допомогою розрахункового комплексу SolidWorks Flow Simulation [7, 8]. Для цього було побудована тривимірна модель щітково-контактного апарату, розглядалася вся конструкція в цілому.

Визначення коефіцієнтів тепловіддачі відбувається в автоматичному режимі за допомогою моделювання течії охолоджуючого повітря. У якості початкових даних задаються наступні параметри:

- тривимірна геометрія розрахункової області (рис. 3.4).
- напірна характеристика відцентрового вентилятора, що була обчислена в аналітичному розрахунку;
- характеристика гідравлічного опору фільтрів, яка була обчислена в аналітичному розрахунку;
- параметри повітря за нормальних умов (рис. 3.5);
- потужності тепловиділення окремо для кожного елементу на основі аналітично розрахованих теплових втрат.



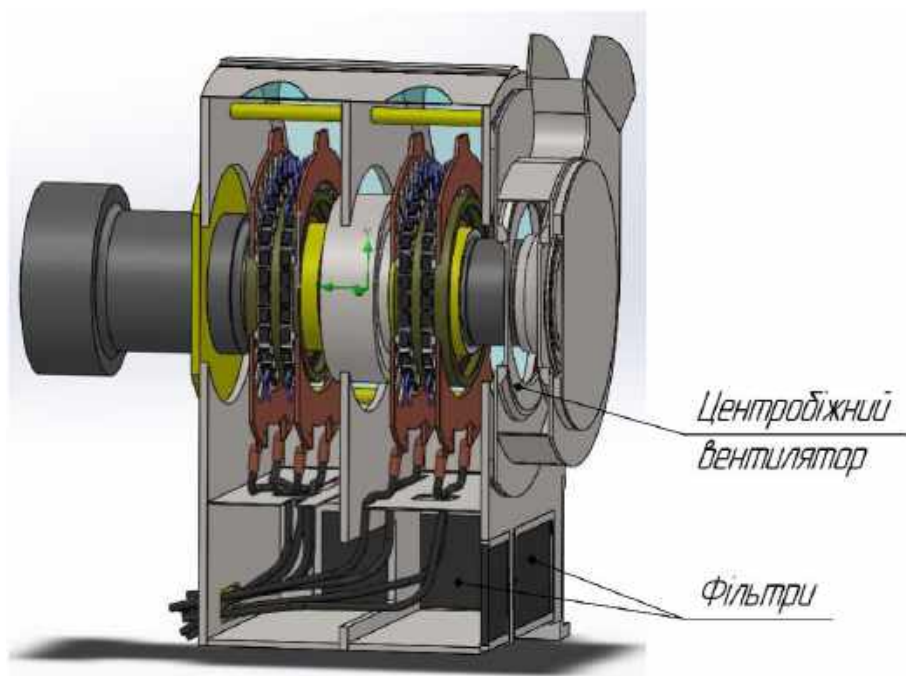


Рис. 3.4 – Тривимірна модель розрахункової області

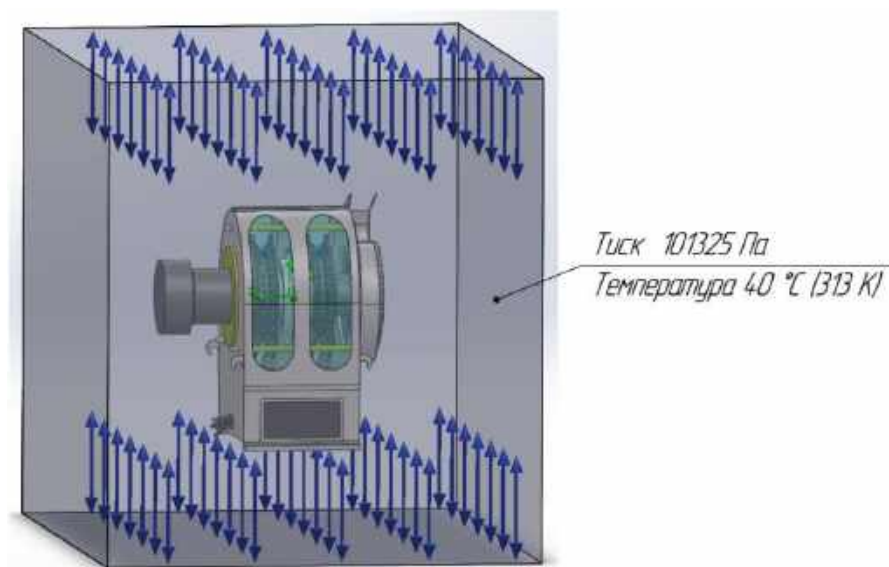


Рис. 3.5 – Параметри повітря

Моделювання руху повітря крізь щітково-контактний апарат виконувалося при стандартних налаштуваннях деталізації розрахункової сітки.

У якості критеріїв збіжності розв'язку були вказані наступні значення за об'ємом: мінімальний, середній і максимальний статичний тиск в досліджуваній області; середня масова витрата; усереднений тепловий потік на зазначених поверхнях; розподіл температур повітря та конструктивних елементів щітково-

контактного апарату. Розрахунок виконувався за умовами досягнення критеріїв збіжності за результатами принаймні трьох розрахунків досліджуваної області.

На основі вказаних початкових умов проведено моделювання течії охолоджуючого повітря в щітково-контактному апараті з встановленими фільтрами [9, 10].

Отримані траєкторії та розрахункові швидкості потоку повітря наведені на рис. 3.6, швидкості потоку в перерізі наведені на рис. 3.7.

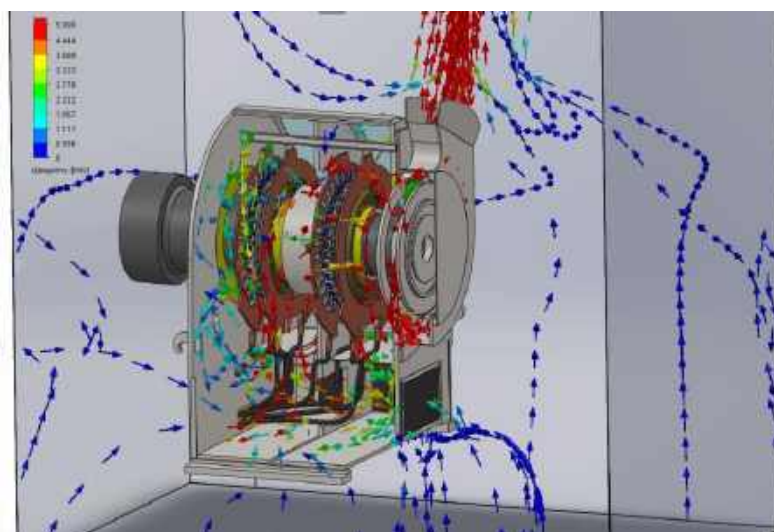


Рис. 3.6 – Траєкторії та швидкості потоку

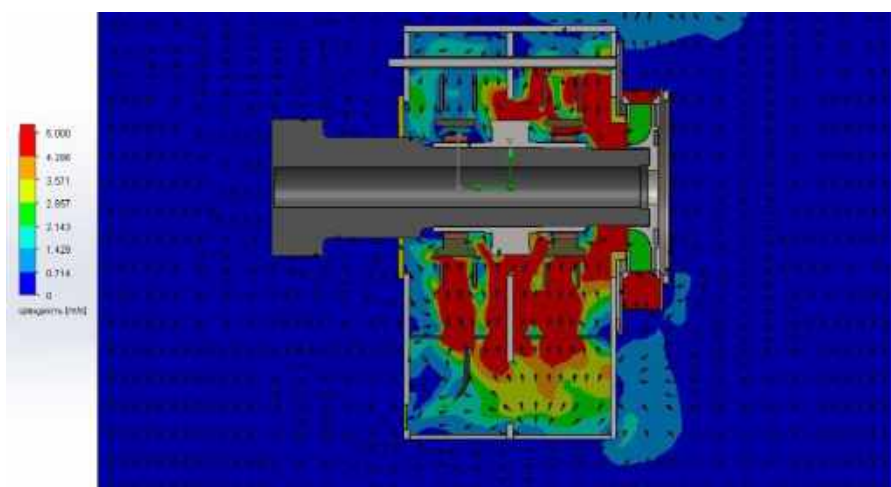


Рис.3.7 – Переріз та швидкості потоку

На рис. 3.8 зображений розподіл температур повітря у різних частинах його траєкторії в межах розрахунковій області.

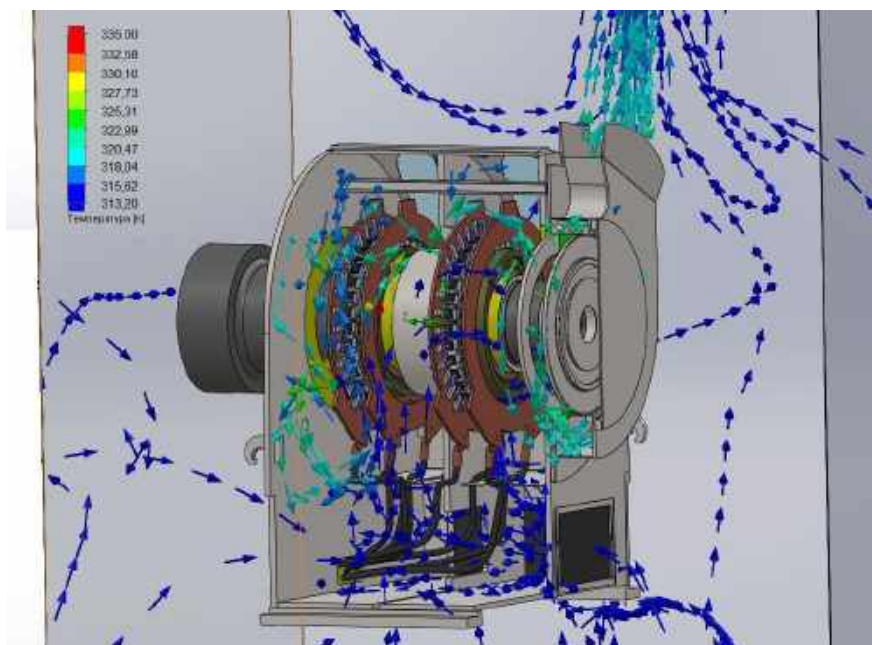


Рис. 3.8 – Траєкторії та температури потоку

Нижче наведені розподіли температур нагріву твердого тіла для різних струмознімальних шин, при цьому нумерація шин прийнята за напрямком до вентилятора, тобто шина №1 – найдальша, а шина №4 – найближча до нього.

Розподіл температури нагріву струмознімальної шини №1 наведений на рис. 3.9, графік розподілу температур вздовж кола цієї шини наведений на рис. 3.10.

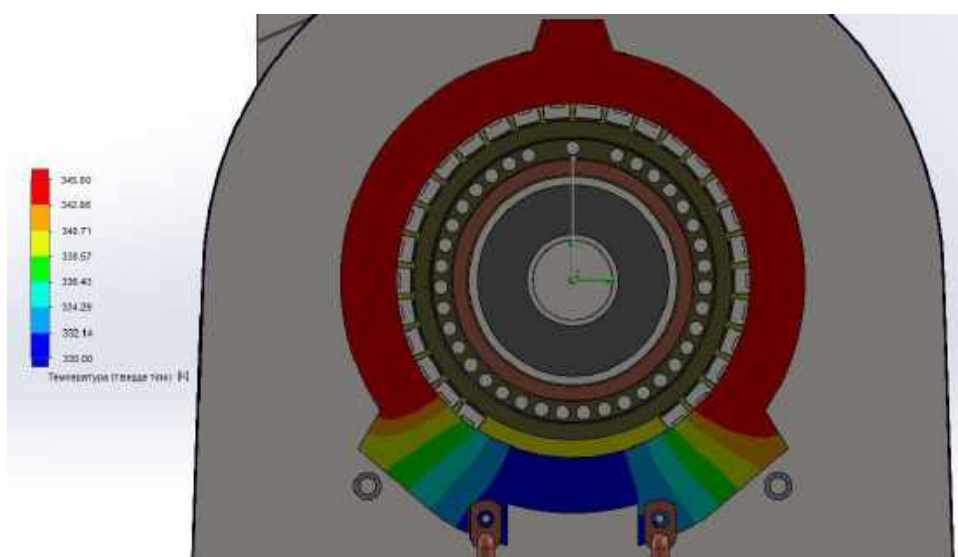


Рис. 3.9 – Температура шини №1

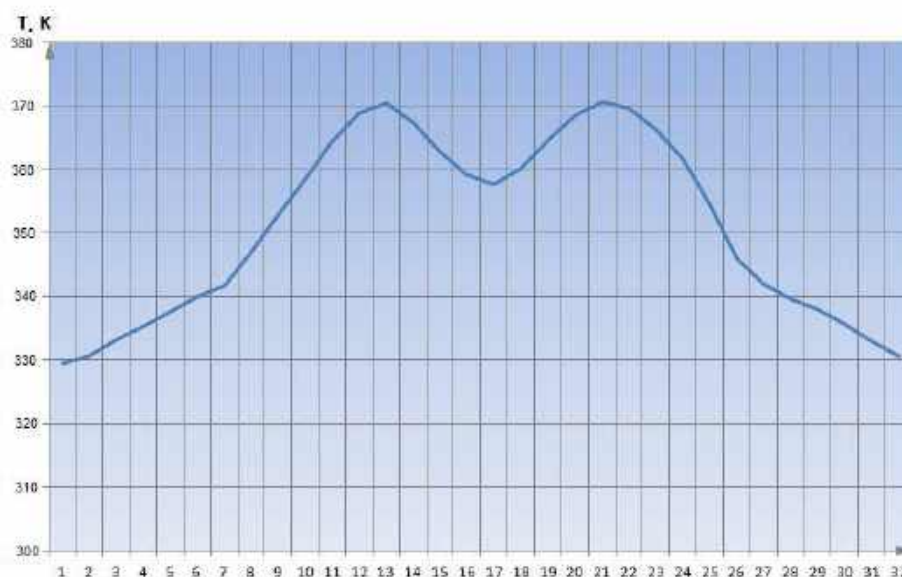


Рис. 3.10 – Графік розподілу температур (шина №1)

Розподіл температури нагріву струмознімальної шини №4 наведений на рис. 3.11, графік розподілу температур вздовж кола цієї шини наведений на рис. 3.12.

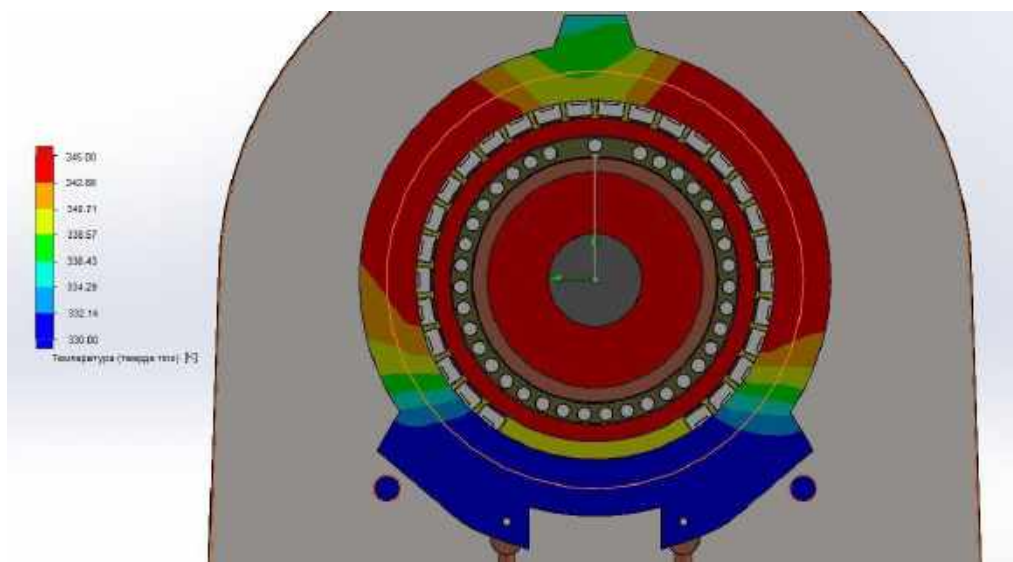


Рис. 3.11 – Температура шини №4

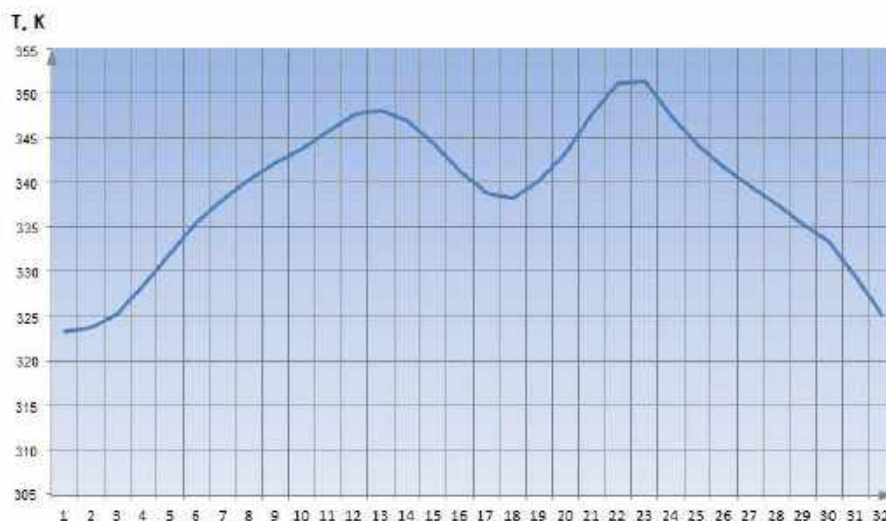


Рис. 3.12 – Графік розподілу температур (шина №4)

Розподіл температури на поверхні контактної кільця зображений на рис. 3.13.

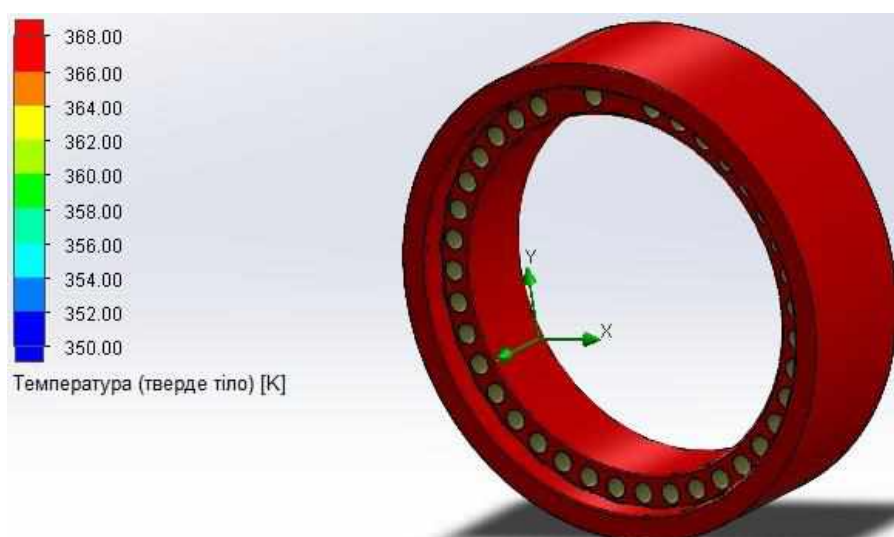


Рис. 3.13 – Температура контактної кільця

3.4 Висновки до третього розділу

Порівняння результатів аналітичного розрахунку з результатами аналізу в тривимірній постановці за допомогою програмного комплексу SolidWorks Flow Simulation свідчить про те, що аналітичний розрахунок дозволяє отримати вірне усереднене значення температури окремих елементів, але не дає картини розподілу температур між окремими схожими елементами. Виконаний розрахунок у

тривимірній постановці дозволяє визначити розподіл температур елементів щітково-контактного апарату, пов'язаного з особливостями протікання охолоджуючого повітря в різних частинах вентиляційного тракту та, відповідно, різних умов охолодження для кожної окремої ділянки струмопровідних частин.

Максимальна температура струмопровідних шин становить 89,4 °C за аналітичним розрахунком та 97 °C (370 K) за результатами тривимірного розрахунку. Максимальна температура контактних кілець становить 101,0 °C за аналітичним розрахунком та 95 °C (368 K) за результатами тривимірного розрахунку.

Таким чином, отримані в розрахунку температури струмопровідних частин щітково-контактного апарату показали, що при зміні конструкції системи охолодження (встановлення фільтрів згідно з рис. 3.4), розподіл потоків охолоджуючого повітря, тиск повітря в системі, тепловий стан повітря та струмопровідних частин забезпечуватимуть можливість безпечної експлуатації апарату в усіх дозволених режимах експлуатації турбогенератора з дотриманням умов за допустимими температурами на рівні класу нагрівостійкості ізоляції В (120 °C).

3.5 Література до третього розділу

1. Say M.G. Alternating current machines. 4th ed., Pitman Publishing, 1976. – 543 p.
2. Boldea I. Synchronous Generators. 2nd ed., CRC Press, 2016. – 498 p.
<https://doi.org/10.1201/b19310>
3. ДСТУ EN 779:2019 Фільтри повітря для загальної вентиляції. Визначення ефективності фільтрації.
4. McKenzie, A.B. Axial Flow Fans and Compressors. Aerodynamic Design and Performance; Ashgate Publishing Limited: Aldershot, UK, 1997.
5. ДСТУ ІЕС 60034-2-1:2019 Машини електричні обертові. Частина 2-1. Стандартні методи визначення втрат та коефіцієнта корисної дії під час

випробувань (за винятком машин для тягових транспортних засобів) (EN 60034-2-1:2014, IDT; IEC 60034-2-1:2014, IDT).

6. ДСТУ IEC 60034-1:2019 Машини електричні обертові. Частина 1. Номінальні та робочі характеристики.

7. Akin J.E. Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks. New Jersey; London; Singapore; Beijing; Shanghai; Hong Kong; Taipei; Chennai: World Scientific, 2009. – 303 p.

8. Tretiak, O., **Kovryga, A.**, Makarov, P., Penkovska, N., Kravchenko, S. Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. LNNS, vol 1008, pp. 75–90, Springer, Cham. Print ISBN 978-3-031-61414-9, Online ISBN 978-3-031-61415-6.

https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_7 ;

9. **Anton Kovryga**, Features of the Calculated Determination of the Thermal State of the Turbo Generator Brush-Contact Device, J. of Mech. Eng., 2024, vol. 27, no. 4, pp. 22-30. <https://doi.org/10.15407/pmach2024.04.022> ;

10. LI International scientific and practical conference «Evolution and Improvement of Traditional Approaches to Scientific Research», December 11-13, 2024, Ljubljana, Slovenia ISBN 978-617-8427-41-2, **Коврига Антон**, Особливості розрахункового визначення теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора. <https://doi.org/10.70286/isu-11.12.2024> .

РОЗДІЛ 4 ТЕПЛОВІ ТА ВІБРАЦІЙНІ ВИПРОБУВАННЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

Кожна електрична машина проходить багаторазові цикли випробувань в процесі виготовлення, налагодження та під час ремонтів в ході експлуатації. В залежності від типу машини та стадії виробництва, налагодження або ремонту випробування можуть мати різний обсяг.

Метою всіх випробувань є перевірка відповідності характеристик електричної машини вимогам нормативної документації, контрактних зобов'язань постачальника або ремонтної організації.

Для турбогенераторів можна виділити наступні основні етапи випробувань:

- випробування окремих вузлів та деталей на стадії їх виробництва;
- стендові випробування зібраного на заводі турбогенератора;
- приймально-здавальні випробування турбогенератора, зібраного на місці експлуатації, під час виконання пусконаладжувальних робіт енергетичного устаткування;
- випробування перед виведенням турбогенератора в ремонт та після виконання ремонту.

Розглянемо докладніше основні принципи виконання випробувань електричних машин.

Щоб електрична машина могла вважатися придатною до використання за призначенням, вона має задовольняти низці вимог, що висуваються до неї чинними стандартами. В окремих випадках до машини висуваються додаткові вимоги, що обумовлюються спеціальними технічними умовами для даного типу машин.

Основним нормативним документом у галузі електричних машин є стандарт ДСТУ ІЕС 60034-1:2019 [1], який регламентує основні характеристики електричних машин як постійного, так і змінного струму. До окремих видів машин можуть пред'являтися вимоги, що не містяться в цьому стандарті, або вимоги більш жорсткі, ніж зазначені в ньому. Такі вимоги зазначаються у спеціалізованих стандартах на ці види машин.

Зокрема існує стандарт ДСТУ EN IEC 60034-3:2022 [2], що містить спеціальні вимоги до турбогенераторів (синхронних генераторів з приводом від парових або газових турбін), специфічні для цього виду електричних машин і тому відсутні в базовому стандарті.

При цьому незважаючи на достатньо велику кількість існуючих стандартів, в деяких випадках вони не можуть всебічно охопити всі особливості для конкретного виду електричної машини (в тому числі й турбогенератора). У таких випадках необхідні властивості виробів можуть визначатися технічними умовами, що встановлюються Замовником електричної машини. Технічні умови можуть стосуватися різних властивостей або конструктивних особливостей описаних у них виробів, при цьому додаткові вимоги зі складу технічних умов не повинні суперечити вимогам загальних стандартів або стандартів на машини цього виду, або знижувати ці вимоги.

Вимоги, які пред'являються стандартами, визначені на основі багаторічних спостережень та досвіду експлуатації великої кількості готових виробів. Вони охоплюють різноманітні властивості та режими роботи виробів та ставлять своїм завданням підтримання належної якості вироблюваної продукції та нормалізацію таких елементів та властивостей виробів, які впливають на роботу або конструкцію пов'язаного з цими виробами суміжного обладнання. Крім того, предметом особливої уваги стандартів є взаємозамінність однакових виробів, що визначається як їх конструктивними розмірами, так і електромеханічними властивостями.

Однією з найважливіших вимог стандартів для електричних машин є обмеження за температурою. Стандартами регламентуються граничні значення температури різних частин електричних машин (зокрема їх ізольованих обмоток), за яких не будуть спостерігатись невідворотні зміни в ізоляції, що можуть суттєво скоротити нормальний термін служби машини.

Вимоги до електричної міцності ізоляції обмоток засновані на необхідності забезпечення визначених практикою запасів електричної міцності ізоляції для забезпечення надійної роботи машини при виконанні вимог за граничними температурами.

Вимоги механічної міцності обертових частин машини визначаються міркуваннями безпеки як самої машини та навколишнього обладнання, так і особливо обслуговуючого персоналу.

Крім основних вимог, що поширюються на всі види машини, існують вимоги, що стосуються лише певного виду машин. Зокрема для турбогенераторів регламентуються ряд наступних вимог:

- вимоги до економічних показників (коефіцієнт корисної дії, коефіцієнт потужності) в залежності від номінальної потужності та інших номінальних даних машини;

- вимоги до роботи щіткового-контактного апарату;

- вимоги до витривалості при тривалих та короткочасних перевантаженнях;

- вимоги щодо механічної міцності при раптових коротких замиканнях;

- вимоги щодо вібрації та шуму;

- вимоги щодо тривалої або короткочасної роботи при умовах, що відрізняються від номінальних (наприклад при відхиленні напруги та частоти струму, при несиметрії навантажень фаз та ін.);

Для серійних електричних машин зазвичай передбачається два види промислових випробувань: типові та контрольні. Типовими випробуваннями є випробування електричних машин, відібраних від серійних партій з метою перевірки всіх вимог до цієї електричної машини. Контрольні випробування мають забезпечувати можливість перевірки найголовніших технічних вимог.

Для випадку турбогенераторів, які через достатньо тривалий термін виготовлення можна лише умовно назвати серійними виробами, типові випробування на заводі як правило виконуються для кожної нової виготовленої одиниці. Це пов'язане як з індивідуальними вимогами Замовника для кожного з турбогенераторів, так і з наявними змінами технології виробництва, використаних матеріалів, що могли відбутися за проміжок часу між випуском однакових машин.

Окрім того для турбогенераторів, які транспортуються на місце встановлення у розібраному вигляді, передбачений ще один вид випробувань: приймально-здавальні випробування, що проводяться після закінчення монтажу на місці

встановлення.

В процесі експлуатації електричних машин у визначені терміни проводяться експлуатаційні випробування, метою яких є перевірка справності машин.

Програма приймально-здавальних випробувань турбогенератора як правило включає наступні роботи:

- вимірювання опору ізоляції обмоток;
- вимірювання опорів обмоток при постійному струмі в практично холодному стані;
- випробування ротора за підвищеної швидкості обертання;
- випробування електричної міцності ізоляції обмоток;
- випробування електричної міцності міжвиткової ізоляції обмоток;
- визначення характеристики холостого ходу;
- визначення характеристики усталеного короткого замикання;
- визначення номінального струму збудження;
- визначення втрат калориметричним методом;
- випробування на нагрівання;
- визначення коефіцієнта несинусоїдальності напруги;
- визначення реактивних опорів та постійних часу.

Розглянемо докладніше обсяг та результати теплових та вібраційних випробувань турбогенератора потужністю 200 МВт з водневим охолодженням активних частин.

4.1 Технічні характеристики випробуваного турбогенератора

Турбогенератор був виготовлений у 1976 р. та введений в експлуатацію у 1978 р., його випробування були проведені перед виведенням в капітальний ремонт з метою визначення теплового та вібраційного стану турбогенератора та уточнення обсягу ремонтних робіт.

Номінальні електричні параметри турбогенератора відповідно до технічної документації виробника наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Номінальні електричні параметри турбогенератора

Найменування параметру	Значення
Повна потужність, МВА	235
Активна потужність, МВт	200
Напруга статора, кВ	15,75
Коефіцієнт потужності	0,85
Струм статора, А	8630
Частота струму, Гц	50
Частота обертання, об/хв	3000
Струм ротора (розрахункове значення), А	1880
Напруга ротора (розрахункове значення), В	420

Максимальні тривало допустимі температури наведені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2.

Місце вимірювання температури	Значення (не більше), °С
Обмотка статора та активна сталі осердя статора	105
Обмотка ротора (методом опору)	100
Гарячий газ на виході з ковпачків обмотки статора	95
Підшипники та ущільнення (бабіт)	80
Олива на подачі в підшипники та ущільнення	45
Олива на зливі з підшипників	65
Холодна вода на вході в газоохолоджувачі	33

Мінімальні тривало допустимі температури охолоджуючих середовищ наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Місце вимірювання температури	Значення (не менше), °C
Холодна вода на вході в газоохолоджувачі	12
Холодний газ після газоохолоджувачів	20

4.2 Теплові випробування

4.2.1 Методика проведення випробувань

Теплові випробування турбогенератора проведено при навантаженнях 208,4 МВт (режим 1); 154,2 МВт (режим 2) та 125,8 МВт (режим 3) відповідно до методичних вказівок щодо проведення випробувань генераторів на нагрівання [3] та методичних вказівок з проведення комплексних випробувань генераторів [4].

Живлення обмотки ротора здійснювалося від резервної системи збудження, значення активної та реактивної потужності встановлювалися відповідно до диспетчерського графіка навантаження для турбогенератора на час проведення випробувань. Тривалість кожного режиму становила 3...4 години. За технічними умовами тепловий режим із навантаженням 208,4 МВт проведено при збудженні від робочої системи збудження.

Вимірювання електричних параметрів турбогенератора виконувалося як щитовими, і контрольними приладами. Активна та реактивна потужності турбогенератора вимірювалися щитовими приладами класу точності 0,1 (клас точності перетворювача – 0,5). Значення лінійної напруги статора вимірювалися трьома вольтметрами класу точності 0,5, а фазні струми статора – трьома амперметрами класу точності 0,5. Вимірювання електричних параметрів щитовими приладами здійснювалося на блочному щиті управління, контрольні прилади, що вимірюють струми та напруги статора, встановлювалися у приміщенні релейного щита генератора.

Повна потужність турбогенератора обчислювалася на основі вимірянних значень активної та реактивної потужності за формулою:

$$S = \sqrt{P^2 + Q^2}, \text{ МВ} \cdot \text{А}, \quad (4.1)$$

де P – активна потужність турбогенератора, МВт;

Q – реактивна потужність турбогенератора, Мвар.

Коефіцієнт потужності ($\cos\varphi$) для кожного з режимів роботи визначався розрахунковим шляхом за формулою:

$$\cos\varphi = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot U \cdot I}, \quad (4.2)$$

де U – лінійна напруга статора, кВ;

I – струм статора, кА.

Температура обмотки ротора визначалася методом опору. При цьому напруга збудження вимірювалася на траверсах щітково-контактного апарату приладом класу точності 0,2; струм збудження вимірювався приладом, підключеним до шунту обмотки збудження. Обидва прилади встановлювалися на релейному щиті генератора поблизу шунта (4000 А/75 мВ). Струм і напруга збудження вимірювалися шляхом одночасного відліку. Температура обмотки ротора T_z визначалася за наступною формулою:

$$T_z = \frac{R_z - R_x}{R_x} (235 + T_x) + T_x, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.3)$$

де $R_z = U/I$ – опір обмотки збудження, обчислений за результатами вимірювань напруги та струму збудження, Ом;

R_x – опір обмотки збудження, виміряний в холодному стані, Ом;

T_x – температура обмотки ротора, за якої проводилось вимірювання опору R_x , $^\circ\text{C}$.

Для даного випадку опір обмотки ротора при постійному струмі, виміряний у холодному стані, склав $R_x = 0,1770$ Ом при температурі $T_x = 20$ °С.

Для оптимізації процесу визначення температури обмотки ротора вимірювання напруги виконувалось на траверсах щітково-контактного апарату, а не безпосередньо на контактних кільцях за допомогою щупів. Це пояснюється тим, що при існуючому рівні напруги збудження різниця у значенні визначеної температури обмотки ротора у всіх проведених режимах при вимірюванні напруги двома способами не перевищує $1...2$ °С і йде в запас, тобто фактична температура обмотки ротора буде на $1...2$ °С нижче, ніж визначена вказаним методом. При цьому необхідно враховувати, що вимірюванні напруги на траверсах щітково-контактного апарату порівняно з вимірюванням щупами на контактних кільцях має ряд переваг: показання на приладі стабільніше, не порушується вентиляція щіткового апарату, підвищується безпека проведення робіт і надійність роботи турбогенератора.

Температура активних частин турбогенератора, охолодних середовищ, бабіту підшипників та ущільнень вимірювалася штатною системою теплоконтролю за допомогою логометра класу точності 1,5. Температура газу на вході та виході з газоохолоджувачів вимірювалася також стаціонарно встановленими термометрами з ціною поділки 1 °С. Для визначення температури по встановленим термоперетворювачам опору в кінці усталеного теплового режиму при максимальному навантаженні турбогенератора виконані вимірювання опору термоперетворювачів опору при постійному струмі на клемних коробках статора за допомогою мультиметра.

Переведення виміряного значення опору при постійному струмі в температуру здійснювалося за формулою:

$$T = (R - R_0) \cdot k_t, \text{ °С}, \quad (4.4)$$

де T – температура в місці встановлення даного термоперетворювача опору, °С;

R – виміряне значення опору термоперетворювача опору при постійному струмі за вирахуванням опору підвідних проводів, Ом;

$R_0 = 53 \text{ Ом}$ – опір мідного термоперетворювача опору при постійному струмі при температурі 0°C ;

$k_t = 4,434 \text{ }^\circ\text{C}/\text{Ом}$ – коефіцієнт пропорційності, визначений на основі опору R_0 та температурного коефіцієнту опору встановлених мідних термоперетворювачів опору.

Випробування проводились при витраті охолоджуючої води через газоохолоджувачі $370...397 \text{ м}^3/\text{год}$, що є достатньо близьким до номінальної витрати води згідно з технічною документацією ($400 \text{ м}^3/\text{год}$). Витрата води визначалася штатною системою вимірювання.

Усі режими проведені при надлишковому тиску водню в корпусі турбогенератора $0,3 \text{ МПа}$ ($3,0 \text{ кг}/\text{см}^2$) з чистотою водню не нижче $98,7 \%$ відповідно до вимог технічної документації.

Для оцінювання адекватності запропонованої моделі апарату щіткотримачів було виконано порівняння розрахункових результатів з даними випробувань турбогенератора потужністю 200 МВт . Коридор невизначеності теплових розрахунків $\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура на вході та виході апарату щіткотримачів, а також струмопровідних шин вимірювалась термоелектричними перетворювачами, номінальні статичні характеристики яких відповідають ІЕС 584-1 (ДСТУ 2837-94). Величина похибки вимірювання температури становила $\pm 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура зовнішньої поверхні контактних кілець вимірювалась за допомогою промислового пірометра. Величина похибки вимірювання температури становила $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.2.2 Аналіз отриманих результатів

Дані щодо вимірювання електричних параметрів турбогенератора під час проведення теплових випробувань наведені в таблицях 4.4 та 4.5.

Таблиця 4.4

Електричні параметри турбогенератора за щитовими приладами

Номер режиму	Активна потужність P , МВт	Реактивна потужність, Q , Мвар	Повна потужність, S , МВ·А	Частота, f , Гц	Струм статора, кА			Напруга статора, кВ	Напруга збудження, В	Струм збудження, А
					I_A	I_B	I_C			
1	208,4	99,5	230,9	49,9	8,4	8,4	8,4	16,0	385	1680
2	154,2	83,0	175,1	49,9	6,5	6,4	6,4	15,8	310	1450
3	125,8	70,3	144,1	49,9	5,4	5,4	5,4	15,8	270	1290

Таблиця 4.5

Електричні параметри турбогенератора за контрольними приладами

Номер режиму	Напруга статора, В				Струм статора, А				$\cos \varphi$	Напруга збудження, В	Струм збудження, А
	U_{AB}	U_{BC}	U_{CA}	U_{cp}	I_A	I_B	I_C	I_{cp}			
1	15908	15750	15577	15745	8275	8360	8390	8342	0,916	377,6	1714,2
2	15852	15703	15506	15687	6220	6280	6245	6248	0,908	303,0	1443,0
3	15734	15584	15427	15582	5305	5340	5395	5347	0,872	263,6	1282,8

Результати вимірювань температури активних частин статора турбогенератора за штатним теплоконтролем наведено в таблицях 4.6 та 4.7, температури та параметрів охолоджувальних середовищ – у таблиці 4.8.

В таблицях 4.6...4.8 для режиму 1 внесені температури, отримані в результаті вимірювання опору термоперетворювачів опору при постійному струмі на клемних коробках статора при усталеному тепловому стані генератора, а в режимах 2 і 3 наведені результати вимірювання температури логометром, скориговані з урахуванням вимірювання на клемних коробках в режимі 1.

Позначення термоперетворювачів опору відповідно до технічної документації на турбогенератор.

Таблиця 4.6

Температура обмотки статора, °C

Номер режиму	Позначення термоперетворювачів опору						
	1М	2М	3М	4М	5М	6М	7М
1	69	70	94	93	101	102	100
2	55	54	71	70	76	75	77
3	48	48	61	62	65	63	66

Таблиця 4.7

Температура активної сталі осердя статора, °C

Номер режиму	Позначення термоперетворювачів опору						
	1Ж	2Ж	3Ж	4Ж	5Ж	6Ж	7Ж
1	75	80	96	92	90	95	85
2	61	66	75	70	72	-	67
3	45	59	65	61	66	-	60

Таблиця 4.8

Параметри охолоджувальних середовищ під час проведення теплових режимів

Номер режиму	Температура газу на вході та виході газоохолоджувачів, °С								Витрата води через газоохолоджувач і, м³/год	Параметри водню у корпусі турбогенератора	
	за термометрами				за термоперетворювачами опору					Тиск надлишковий, Па × 10 ⁵ (кг/см²)	Чистота, %
	на вході		на виході		на вході		на виході				
	1ГГ	2ГГ	1ГХ	2ГХ	6ГГ	7ГГ	3ГХ	4ГХ			
1	83	77	43	41	80	80	51	42	396	3,05	98,7
2	62	57	34	32	60	60	39	35	397	2,95	99,1
3	54	49	30	29	52	51	35	31	370	2,94	99,2

Продовження таблиці 4.8

Номер режиму	Температура газу та охолоджувальної води за термоперетворювачами опору, °C										
	Газ на вході в компресор		Газ на виході з компресора		Газ на вході у ротор		Газ на виході із ковпачків обмотки статора			Вода в газоохолоджувачах	
										Вхід	Вихід
	7ГХ		8ГХ	9ГХ	5ГХ	6ГХ	3ГГ	4ГГ	5ГГ		
1	46		54	54	55	59	-	-	-	7	-
2	45		46	-	-	48	-	-	-	7	-
3	42		44	-	-	48	-	-	-	8	-

Примітка – Г1 та Г2 – позначення газоохолоджувачів, Г1 – праворуч, а Г2 – ліворуч, якщо дивитися з боку турбіни

Максимальна температура обмотки статора була виміряна в режимі 1 по термоперетворювачу опору 6М, встановленому між стрижнями в пазу 12 з боку турбіни, та склала 102,0 °С. На рис. 4.1 наведена залежність максимального перевищення температури обмотки статора над температурою холодного газу від квадрата струму статора. Температура холодного газу визначалася як середньоарифметичне значення температур холодного газу, виміряних термометрами на виході газу з кожного газоохолоджувача.

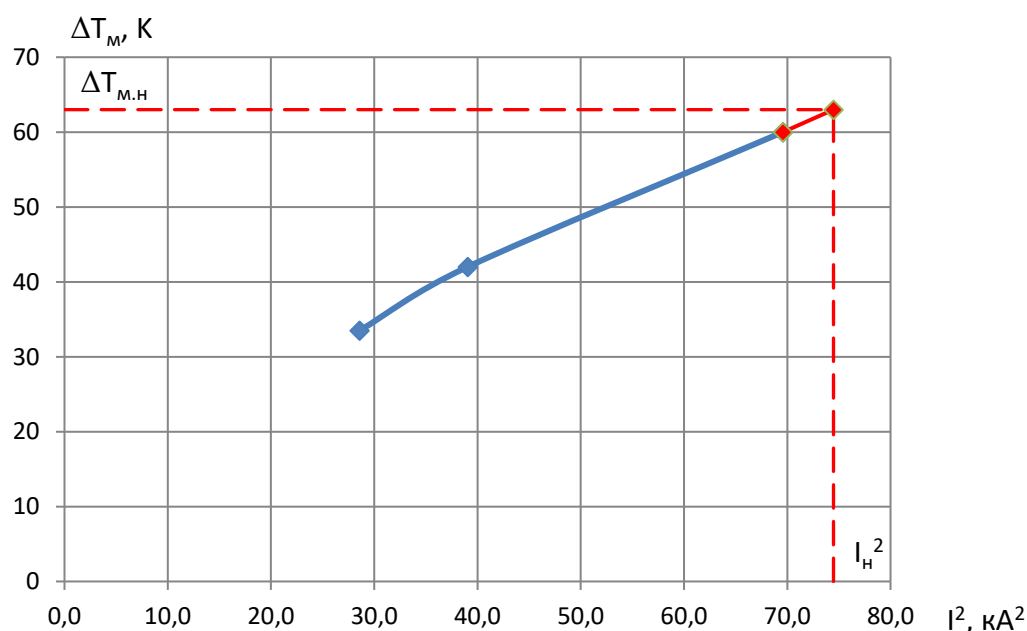


Рис. 4.1 – Залежність максимального перевищення температури обмотки статора над температурою холодного газу від квадрата струму статора

Визначене за графіком перевищення температури $\Delta T_{м.н}$ за вказаним термоперетворювачем опору при номінальному струмі статора $I_n = 8630$ А склало 63,0 К, що відповідає абсолютній температурі 103 °С при номінальній температурі холодного газу 40 °С. Таким чином, найбільша температура обмотки статора, що спостерігається (максимальна температура, округлена у більшу сторону до значення, кратного 5), склала 105 °С, що відповідає максимальній допустимій температурі, запас по нагріванню обмотки статора відсутній.

Максимальна температура осердя статора була виміряна в режимі 1

термоперетворювачем опору 3Ж і склала $96,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (див. табл.2.4.). На рис. 4.2 наведена залежність максимального перевищення температури осердя статора від квадрата струму статора.

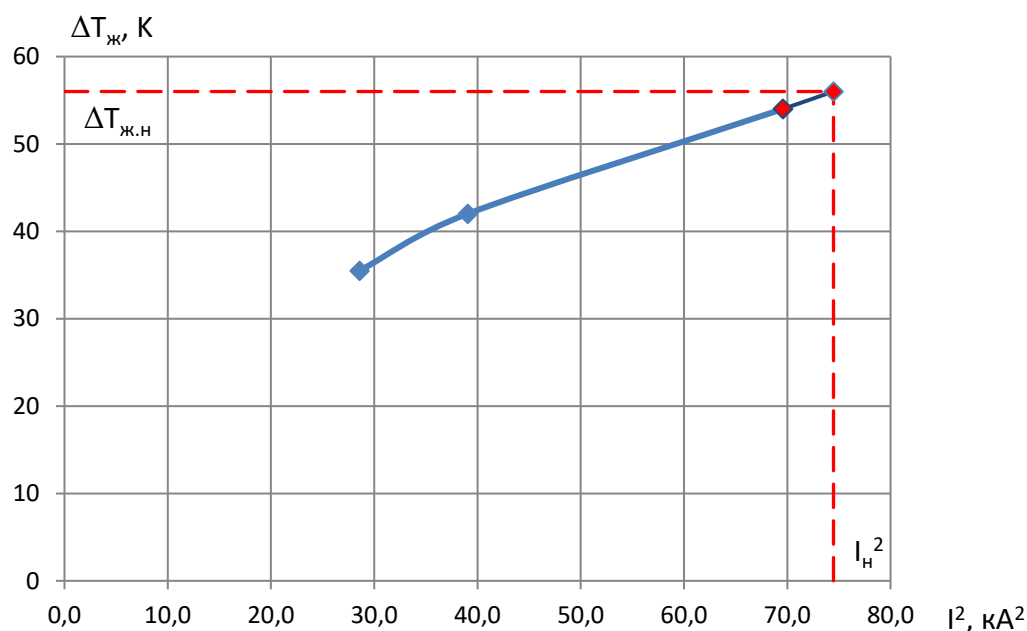


Рис. 4.2 – Залежність максимального перевищення температури осердя статора над температурою холодного газу від квадрата струму статора

Визначене за графіком а очікуване максимальне перевищення температури осердя $\Delta T_{\text{ж.н}}$ при номінальному струмі статора $I_n = 8630\text{ А}$ становить $56,0\text{ К}$, що відповідає абсолютній температурі $96\text{ }^{\circ}\text{C}$ при номінальній температурі холодного газу $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким чином, найбільша температура осердя статора, що спостерігається (максимальна температура, округлена у більшу сторону до значення, кратного 5), становить $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, що нижче за допустиму температуру $105\text{ }^{\circ}\text{C}$, але при цьому запас становить лише $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В процесі теплових випробувань був зафіксований цілий ряд зауважень до працездатності системи теплоконтролю турбогенератора.

Зокрема при вимірюванні опорів термоперетворювачів опору при постійному струмі на клемних коробках статора турбогенератора виявлені обриви в ланцюгах термоперетворювачів 3ГГ, 4ГГ та 5ГГ (див. табл. 4.8), що вимірюють температуру

гарячого газу на виході з ковпачків обмотки статора. Таким чином, експлуатація турбогенератора фактично здійснюється без вимірювання зазначеної температури, яка є нормованим параметром при експлуатації, що є неприпустимим. Термоперетворювачі опору 9ГХ та 5ГХ, що вимірюють температуру холодного газу на виході з компресора та на вході в ротор відповідно, є працездатними, але не задіяні в системі теплоконтролю. Також не вимірюється температура води на зливі з газоохолоджувачів.

В цілому система теплового контролю турбогенератора виявилась не налаштованою та розбалансованою, логометр має велику величину похибки, його показання часто залежать не тільки від величини опору у зовнішньому ланцюзі, а й від опору контактів у перемикачах.

Різниця в результатах визначення температури опору, вимірюваному на клемних коробках генератора при максимальному навантаженні в режимі 1, і показаннях логометра склала від мінус 15 °С до плюс 19 °С. Таким чином можна зробити висновок, що наявна система теплоконтролю турбогенератора є фізично і морально застарілою і вимагає термінової заміни при проведенні капітального ремонту на новітню систему на базі сучасної комп'ютерної техніки.

Температура гарячого газу на вході в газоохолоджувачі, виміряна термоперетворювачами опору 6ГГ та 7ГГ близька до температури, виміряної термометрами 1ГГ та 2ГГ, різниця не перевищує 3 °С. Значно більша різниця (до 8 °С) отримана при вимірюванні температури холодного газу на виході з газоохолоджувачів, причому температура, виміряна термоперетворювачем більше, ніж термометром. Це можна пояснити тим, що навпроти вимірювального елемента термоперетворювача опору розташована зона підвищеної температури газу за рахунок часткової закупорки трубок у газоохолоджувачах, що виникла протягом періоду експлуатації.

Про незадовільну роботу газоохолоджувачів говорить той факт, що при температурі охолоджуючої води близько 7 °С і практично номінальній її витраті при навантаженні турбогенератора 208,4 МВт температура холодного газу становить близько 42 °С, тобто вище номінальної температури 40 °С.

За описаними вище зауваженнями були надані наступні рекомендації експлуатаційному персоналу електростанції:

- необхідно при проведенні капітального ремонту зазначені термоперетворювачі опору відновити та задіяти у штатній системі теплоконтролю;
- необхідно ввести в системі теплоконтролю позначення термоперетворювачів опору відповідно до технічної документації на турбогенератор.
- необхідно під час проведення капітального ремонту виконати роботи з ревізії та чищення газоохолоджувачів для забезпечення можливості роботи турбогенератора при максимальних навантаженнях.

Дані щодо визначення температури обмотки ротора наведені в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9

Результати визначення температури обмотки ротора методом опору

Номер режиму	Напруга збудження, В	Струм збудження, А	Опір обмотки ротора при постійному струмі, А	Температура обмотки ротора, °С	Середня температура холодного газу, °С	Перевищення температури обмотки ротора над температурою холодного газу, °С
1	377,6	1714,2	0,2203	82,3	42,0	40,3
2	303,0	1443,0	0,2100	67,5	33,0	34,5
3	263,6	1282,8	0,2055	61,1	29,5	31,5

На рис. 4.3 наведена залежність перевищення температури обмотки ротора над температурою холодного газу від квадрата струму ротора.

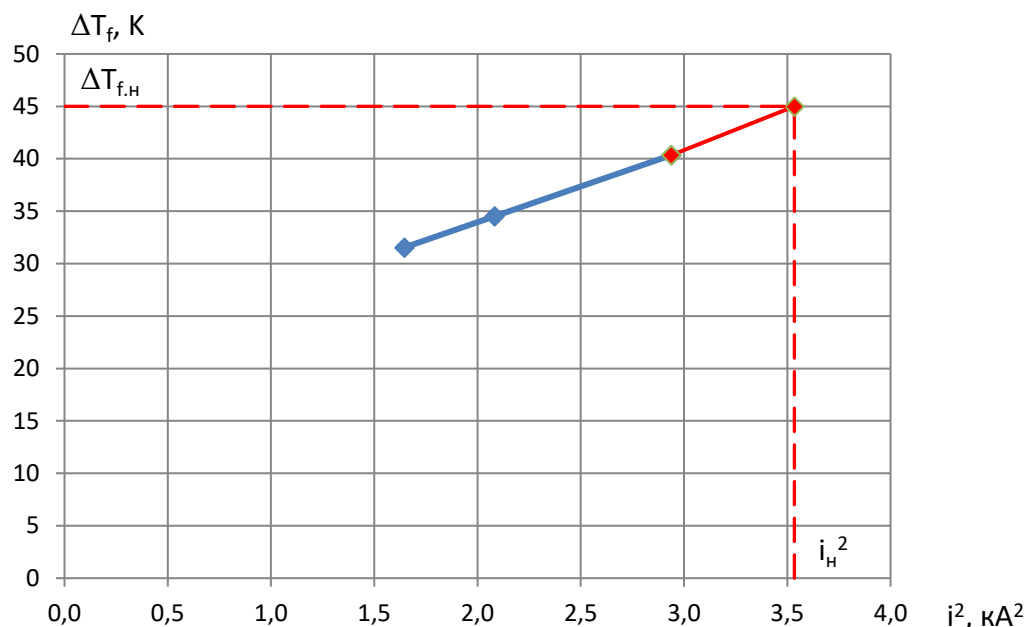


Рис. 4.3 – Залежність перевищення температури обмотки ротора над температурою холодного газу від квадрата струму ротора

При номінальному струмі збудження 1880 А перевищення температури обмотки ротора за цією залежністю складатиме 45 К, що нижче за допустиме значення 60 К (відповідає абсолютній температурі 100 °С при номінальній температурі холодного газу 40 °С). За результатами випробувань найбільша температура обмотки збудження, що спостерігається, склала 85 °С, а запас за нагріванням становить 15 °С.

Робота турбогенератора в зимовий час здійснюється при температурі води на вході в газоохолоджувачі нижче за 12 °С. При проведенні випробувань ця температура становила 7...8 °С, що неприпустимо при експлуатації турбогенератора відповідно до його інструкції з експлуатації [5]. Для підвищення надійності роботи турбогенератора при проведенні капітального ремонту було рекомендовано впровадити часткову рециркуляцію охолоджуючої води, що особливо актуально при роботі турбогенератора в зимову пору року. Технічна реалізація такого рішення вимагає наявності додаткового трубопроводу, що з'єднує трубопровід гарячої води на виході з газоохолоджувачів з трубопроводом подачі холодної води. Додатковий трубопровід дозволить підвищити температуру води

на вході в газоохолоджувачі за рахунок залучення частини гарячої води. Керування температурою води на вході може виконуватись за рахунок регулювання витрати гарячої води через додатковий трубопровід, що відбуватиметься вручну або автоматизовано.

Результати вимірювання температури бабіту підшипників, бабіту ущільнень та охолоджувальної оливи наведені в таблиці 4.10.

Таблиця 4.10

Температура бабіту підшипників, ущільнень та температура охолоджувальної оливи, °C

Номер режиму	Температура бабіту						Температура оливи		
	підшипників		ущільнень						
	Сторона турбіни	Сторона конт. кілець	Сторона турбіни		Сторона конт. кілець		на подачі в ущільнення	на зливі з підшипників	
								Сторона турбіни	Сторона конт. кілець
			1П	2П	Сторона повітря	Сторона водню			
			1У	3У	2У	4У			
1	65	66	58	58	60	56	42	60	59
2	64	65	56	58	64	57	43	61	59
3	64	65	58	58	62	56	42	60	58

Максимальна температура бабіту підшипників і ущільнень у проведених режимах не перевищувала допустимого значення, що дорівнює 80 °C, температура оливи на зливі з підшипників також нижче допустимого значення 65 °C.

На рис. 4.4 – 4.7 зображено результати порівняння розрахункових температур та температур, які отримані під час випробувань.

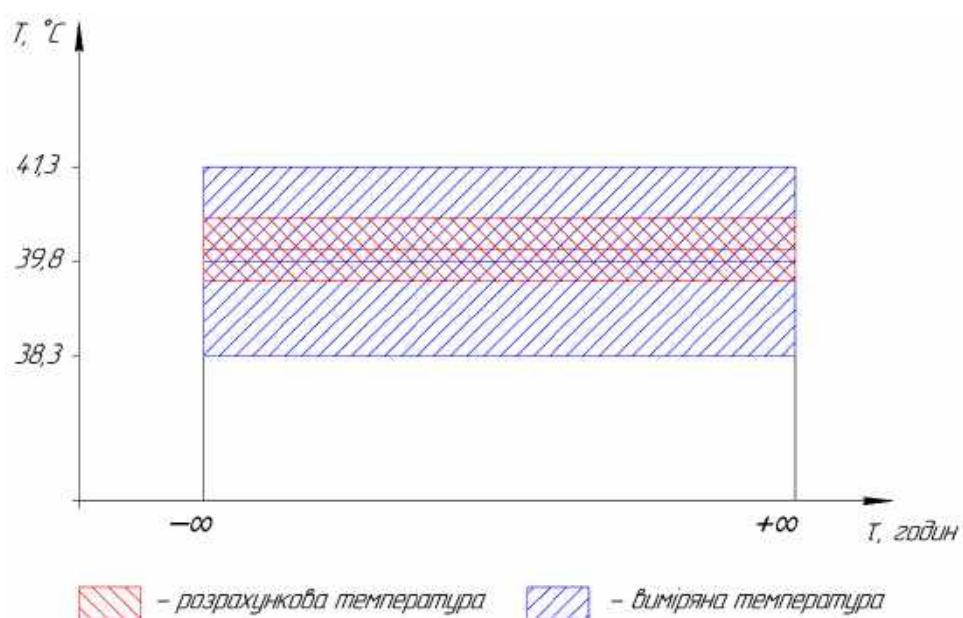


Рис. 4.4 Порівняння температури охолоджуючого повітря на вході.

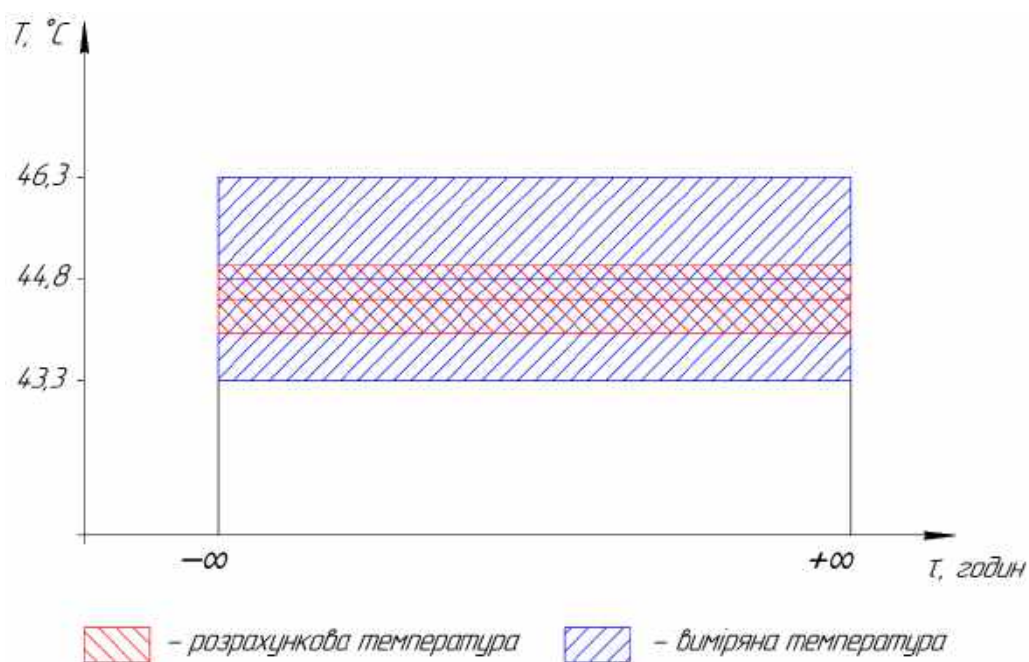


Рис. 4.5 Порівняння температури охолоджуючого повітря на виході.

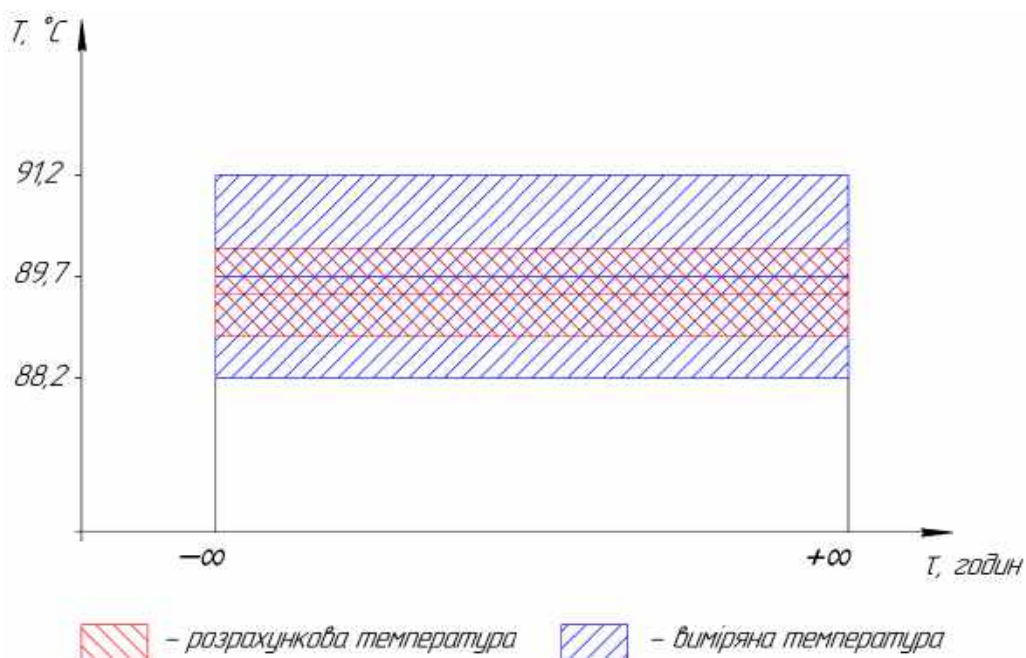


Рис. 4.6 Порівняння температури зовнішньої поверхні шин.

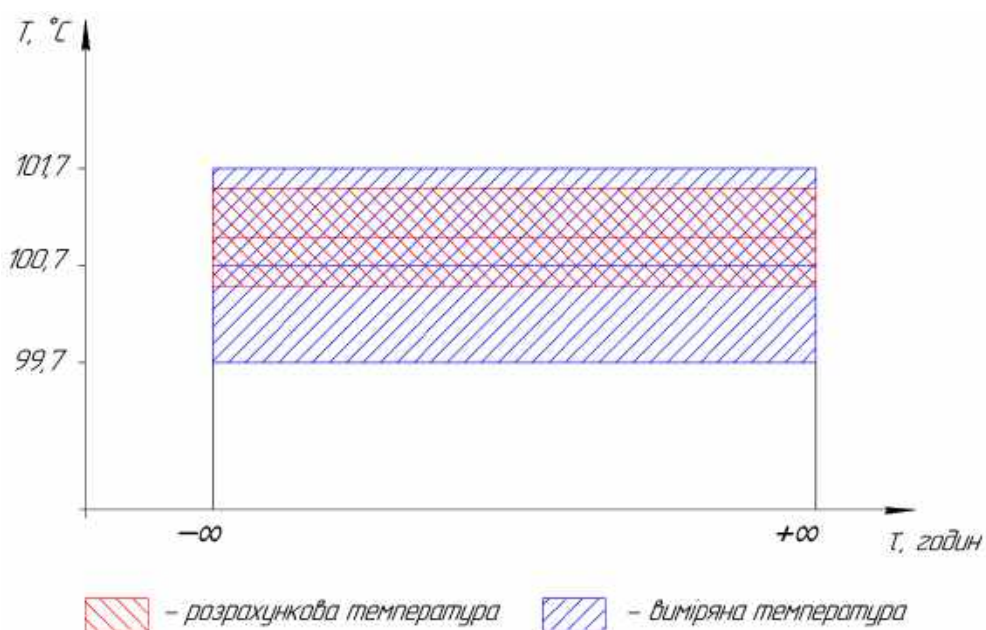


Рис. 4.7 Порівняння температури зовнішньої поверхні контактних кілець.

Як видно, розрахункові значення температури з урахуванням коридору невизначеності збігаються з випробувальними значеннями з урахуванням похибки вимірювання, що вказує на адекватність моделі.

4.3 Вібраційні випробування

4.3.1 Методика проведення випробування

Метою проведення випробування є визначення вібраційного стану підшипникових опор, корпусу генератора та контактних кілець, а також оцінка технічного стану осердя статора непрямым методом за рівнем вібрації корпусу статора перед капітальним ремонтом.

Визначення механічного стану конструктивних вузлів генератора здійснювалося шляхом виміру вібрації підшипникових опор, корпусу та контактних кілець.

Вібрація підшипникових опор вимірювалась у трьох взаємно-перпендикулярних напрямках: вертикальному (В), горизонтально-поперечному (Г) та горизонтально-осьовому (О) по відношенню до осі обертання валопроводу. Вертикальна складова вібрації вимірювалась на верхній кришці підшипника над серединою його довжини; горизонтально-поперечна – по роз'єму посередині опорних підшипників; горизонтально-осьова – по роз'єму якомога ближче до осі обертання.

Поперечна та осьова складова вимірювались з правого боку, якщо дивитися з боку турбіни.

Вібрація корпусу статора вимірювалась у радіальному напрямку. Точки вимірювань показані на рис. 4.8 та 4.9.

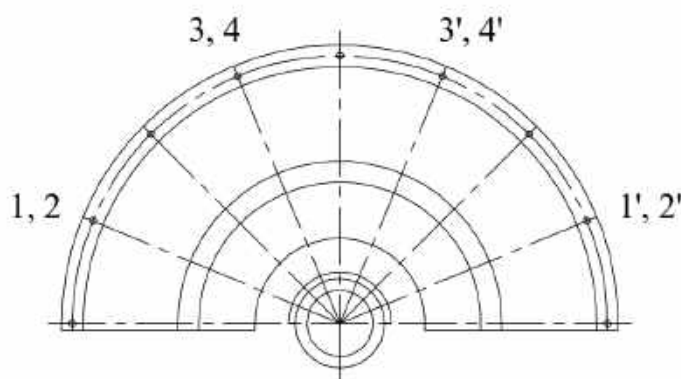


Рис. 4.8 – Розташування точок вимірювання у поздовжніх перерізах на корпусі статора турбогенератора (вид зі сторони контактних кілець)

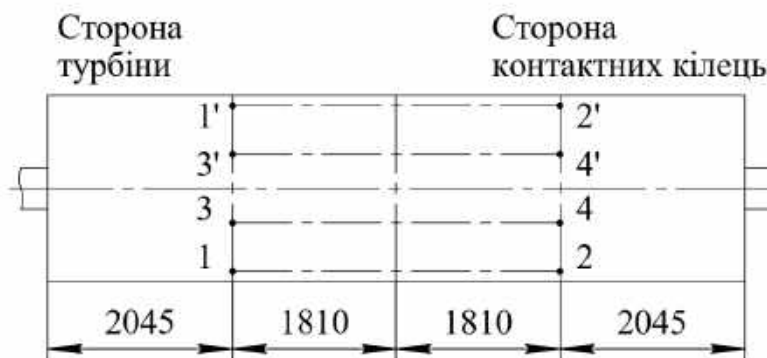


Рис. 4.9 – Розташування точок вимірювання на корпусі статора турбогенератора (вид зверху)

Вимірювання вібрації контактних кілець ротора проводилися контактним методом через щітку на внутрішньому та зовнішньому контактних кільцях у вертикальному та поперечному напрямках.

Вимірювання вібрації конструктивних вузлів турбогенератора проводилися одночасно з тепловими випробуваннями в таких самих трьох режимах навантаження турбогенератора ($P = 208,4$ МВт, $P = 154,2$ МВт, $P = 125,8$ МВт).

Вібраційні обстеження турбогенератора виконані за допомогою багатоканального синхронного реєстратора та спектроаналізатора.

Для оцінки вібраційного стану турбогенератора проводилися вимірювання загального рівня вібропереміщення ($2A$, мкм), середнього квадратичного значення віброшвидкості ($V_{скз}$, мм/с), розмахів вібрацій вібропереміщення та середнього квадратичного значення швидкості на оборотній та подвійній оборотній частотах ($2A_{об}$, $2A_{2об}$, $V_{об}$, $V_{2об}$).

Для визначення основних джерел вібрації виконані вимірювання частотного та гармонійного спектрів вібрації. Частотні діапазони становили 10...200 Гц та 10...1000 Гц.

4.3.2 Результати вібраційних випробувань

Відповідно до ДСТУ ISO 10816-2:2009 [6] вібраційний стан турбоагрегату оцінюють за результатами вимірювань середнього квадратичного значення

віброшвидкості опор у діапазоні частот від 10 Гц до 1000 Гц ($V_{скз}$, мм/с).

У таблиці 4.11 наведені результати вимірювання загального рівня середньоквадратичного значення віброшвидкості в діапазоні 10...1000 Гц і розмаху вібропереміщення в діапазоні 10...200 Гц підшипникових опор при різних величинах навантаження, а також складові вібрації частотою 50 Гц (зворотна частота) і 100 Гц. Нумерація підшипникових опор є спільною для усього валопроводу турбоагрегату, опора №6 розташована біля турбогенератора з боку турбіни, опора №7 – з боку контактних кілець.

Як видно з таблиці, вібрація підшипникових опор у вертикальному та поперечному напрямках не перевищує 4,0 мм/с, а в осьовому – 3,5 мм/с, що відповідає вимогам стандарту [6] для зони В (3,6...7,1 мм/с), що підтверджує придатність турбогенератора до тривалої експлуатації. За вібропереміщенням максимальний рівень вібрації спостерігається на підшипнику з боку турбіни у вертикальному напрямку та не перевищує 32 мкм.

Таблиця 4.11

Вібрація підшипникових опор

Режим	Складники вібрації		Підшипникові опори					
			№6			№7		
			В	П	О	В	П	О
№1 P=208,4 МВт Q=99,5 Мвар	2A, мкм	Заг. рів.	31,07	15,23	20,99	17,87	10,52	4,03
		50 Гц	30,34	12,44	20,30	17,62	10,41	0,71
		100 Гц	5,64	8,72	5,06	2,75	0,33	3,73
	$V_{скз}$, мм/с	Заг. рів.	4,0	2,7	2,8	2,2	1,4	1,0
		50 Гц	3,36	1,43	2,25	1,93	1,23	0,16
		100 Гц	1,24	1,81	1,09	0,59	0,07	0,81
№2 P=154,2 МВт Q=83,0 Мвар	2A, мкм	Заг. рів.	25,31	12,42	21,35	17,70	10,13	6,76
		50 Гц	24,73	10,22	19,92	16,94	9,89	5,14
		100 Гц	5,32	6,74	7,38	2,46	1,70	3,76
	$V_{скз}$, мм/с	Заг. рів.	3,2	2,2	3,1	2,1	1,3	1,2
		50 Гц	2,68	1,13	2,15	1,86	1,11	0,55
		100 Гц	1,16	1,49	1,61	0,52	0,38	0,83
№3 P=125,8 МВт Q=70,3 Мвар	2A, мкм	Заг. рів.	28,31	12,88	25,07	20,47	11,02	7,73
		50 Гц	27,88	10,71	23,16	20,05	10,63	6,40
		100 Гц	4,80	7,04	9,51	2,93	2,73	4,16
	$V_{скз}$, мм/с	Заг. рів.	3,4	2,1	3,5	2,3	1,4	1,2
		50 Гц	2,92	1,09	2,45	2,01	1,18	0,64
		100 Гц	0,98	1,42	1,87	0,59	0,50	0,77

Переважаюю у спектрах є вібрація з оборотною частотою. Рівень вібрації з подвійною оборотною частотою значно нижчий.

Вимірювання вібрації корпусу статора проводилися у 8 точках. Ескіз точок вимірювання наведений на рис.4.8 та 4.9.

У таблиці 4.12 наведені значення загального рівня вібропереміщення корпусу статора в діапазоні частот 10...200 Гц, а також вібрації з частотою 50 і 100 Гц.

Рівень вібрації корпусу статора з частотою 100 Гц не перевищує 10 мкм, що відповідає вимогам СОУ-Н ЕЕ 20.302:2020 [7] (30 мкм). При цьому максимальний загальний рівень вібрації не перевищує 18 мкм у точці 3'. Таку величину загального рівня вібрації корпусу обумовлює оборотна складова вібрації, що переважає в спектрі в цій точці, і рівень якої досягає 16,86 мкм.

Таблиця 4.12

Вібрація корпусу статора, 2А, мкм

Режим	Складники вібрації	Номер точки вимірювання							
		Лівий бік (зі сторони КК)				Правий бік (зі сторони КК)			
		1	2	3	4	1'	2'	3'	4'
№1 P=208,4 МВт Q=100 Мвар	Заг. рів.	7,67	2,77	8,53	3,83	12,88	7,73	16,73	6,72
	50 Гц	6,60	2,48	7,05	0,47	8,46	6,97	16,28	3,81
	100 Гц	3,68	0,60	4,66	3,42	9,60	3,11	3,48	5,37
№2 P=154 МВт Q=83Мвар	Заг. рів.	8,41	4,84	7,02	5,66	8,15	7,66	17,39	6,36
	50 Гц	7,85	2,80	5,16	0,12	5,56	7,32	16,86	3,08
	100 Гц	2,88	3,74	4,64	4,84	5,85	2,07	4,11	4,73
№3 P=126 МВт Q=70 Мвар	Заг. рів.	8,42	6,61	6,51	5,88	8,02	9,04	17,21	6,51
	50 Гц	7,70	3,39	3,95	0,26	5,28	7,45	16,78	3,17
	100 Гц	3,29	5,58	5,07	5,43	5,99	5,00	3,73	5,28

Переважаючою в спектрі є вібрація з оборотною та подвійною оборотною частотами.

Досвід роботи, аналіз ремонтних та експлуатаційних даних показує, що на турбогенераторах потужністю 200 МВт і більше, термін служби яких не менше 15 років, досить часто спостерігаються випадки пошкоджень вузлів підвіски осердя в корпусі статора: механічне зношування поверхонь активної сталі і стяжних сполучних призм та, як наслідок, порушення зв'язку елементів системи кріплення з активною сталлю; поява тріщин у зварних швах; відвертання гайок та обрив шийок стяжних призм. Це в основному відбувається при тривалому впливі підвищених вібрацій через низьку згинальну жорсткість спинки осердя, недостатню міцність

елементів системи підвіски активної сталі, резонансні коливання осердя і пов'язані з ним конструктивні елементи статора і т. д.

З досвіду експлуатації відомо, що обсяг і ефективність ремонтних робіт, що виконуються, залежать від стадії розвитку дефекту. Несвоєчасне виявлення дефектів та вжиття заходів щодо відновлення віброізолюючих та несучих властивостей системи підвіски може призводити до серйозних пошкоджень та ремонту обладнання з відносно високими економічними затратами, а в окремих випадках і аварійної зупинки генератора.

Основним нормативно-технічним документом, що регламентує стан турбогенераторів, є стандарт [7].

Певну інформацію про стан статора дають дослідження його вібрації. Однак вимірювання вібрації осердя зазвичай проводять тільки при введенні в експлуатацію, а в процесі експлуатації – тільки при виявленні незадовільного стану сталевих конструкцій статора (контактна корозія, пошкодження вузлів кріплення та ін. тобто вже за фактом наявності дефекту). Така ситуація виникає через те, що вимірювання вібрації пов'язане з певними труднощами: випуск водню, переведення на повітря, встановлення датчиків усередині генератора, виведення вимірювальних трас з корпусу через газощільні пальці та ін.

Все це свідчить про необхідність удосконалення методів діагностики технічного стану підвіски активної сталі у процесі експлуатації з метою своєчасного та повного виявлення дефектів та достовірної оцінки технічного стану турбогенератора. Одним із видів контролю технічного стану турбогенератора є метод непрямої оцінки стану підвіски за рівнем віброприскорення корпусу статора.

Для знімання вібраційних параметрів працюючих генераторів на поверхні корпусу кожного генератора вибирається певна кількість точок залежно від типу генератора. Можна застосовувати спрощений варіант: по дві точки з обох сторін (сторона контактних кілець і сторона турбіни) генератора, розташовані в ближніх площинах до торців генератора в районі першого ряду пружин підвіски і в площині горизонтального діаметра генератора.

Аналіз знятих з корпусів генераторів вібраційних сигналів проводиться

шляхом розкладання їх за допомогою перетворень Фур'є на гармонійні складові та виявлення особливостей розподілу вібраційної енергії за частотами. Зазвичай спектр вібрації, отриманий за вібраційними сигналами, знятими з корпусу працюючого генератора, включає в себе основну гармоніку з частотою 100 Гц; набір гармонійних складових, кратних основної гармоніки та найбільш виражених у діапазоні до 1000 Гц. У спектрі вібрації корпусу можуть бути складові з частотою обертання ротора генератора та її гармоніки, які йдуть від вбудованих у щит підшипників.

Наразі існують два методи непрямой оцінки стану підвіски за рівнем віброприскорення корпусу статора.

Для одного з методів вибрано два усереднені параметри:

A_1 – середнє квадратичне відхилення віброприскорення (СКВ ВП) на частоті 100 Гц, усереднене для точок знімання вібросигналу;

A_{2-10} – середнє квадратичне відхилення віброприскорення для частот у діапазоні 200...1000 Гц, усереднене для точок знімання.

Усереднення можна проводити як для всіх чотирьох точок знімання вібрації, так і окремо для кожної пари точок з різних боків генератора.

Розроблено орієнтовні граничні рівні оцінки технічного стану системи кріплення (підвіски) осердя до корпусу статора генератора. Ці рівні можуть бути використані для контролю та попередньої оцінки стану сердечника в точках з боку збудника, з боку турбіни та у всіх чотирьох точках контролю вібрації.

Зазвичай алгоритм вібраційного контролю стану статора полягає в наступному: знімається вихідний стан генератора з визначенням величин A_1 і A_{2-10} . Далі, якщо величина A_1 перевищить наведені раніше значення та (або) спостерігається зростання величини A_{2-10} більш ніж на 5 % по відношенню до даних минулих віброобстежень, та (або) у спектрі вібросигналів з'являються нетипові гармоніки, то робиться висновок про ймовірне погіршення технічного стану статора генератора.

У другому методі стан підвіски оцінюється по відношенню до середнього квадратичного значення (СКЗ) віброприскорення корпусу в смузі частот

100...1000 Гц до СКЗ основної складової 100 Гц і порівнюється з розробленими орієнтовними значеннями гармонійних порогових рівнів СКЗ корпусу.

Розрахунок параметрів та порогових рівнів СКЗ корпусу статора для визначення технічного стану за двома методами для трьох значень навантажень показав, що технічний стан системи кріплення (підвіски) осердя до корпусу статора відповідає оцінці "задовільно".

Метод непрямой оцінки технічного стану системи кріплення (підвіски) осердя до корпусу статора за рівнем віброприскорення корпусу статора показує, що стан осердя статора та системи його кріплення відповідає оцінці "задовільно". Даний метод має орієнтовний характер і вимагає підтвердження за допомогою дублюючих та уточнюючих методів контролю: ретельний візуальний огляд, визначення частотних властивостей осердя та стяжних призм, вимірювання вібрації рами та активної сталі і т. д.

У таблиці 4.13 наведені значення загального рівня вібропереміщення контактних кілець у діапазоні частот 10...200 Гц, а також складові вібрації з частотами 50 та 100 Гц для режиму $P = 208$ МВт.

Таблиця 4.13

Вібрація контактних кілець, 2А, мкм

Режим	Складники вібрації	Номер точки			
		Внутрішнє к.к.		Зовнішнє к.к.	
		В1	П1	В4	П4
№1 $P=208$ МВт $Q=100$ МВАр	Заг. рів.	123,63	75,94	45,22	19,02
	50 Гц	108,45	59,15	34,28	18,43
	100 Гц	44,74	38,80	28,25	4,08

Рівень вібрації контактних кілець не перевищує 124 мкм, що відповідає вимогам стандарту [7] (200 мкм).

На рис. 4.10 поданий частотний спектр вібрації внутрішнього контактного кільця у вертикальному напрямку. Переважна в спектрі є вібрація з оборотною частотою.

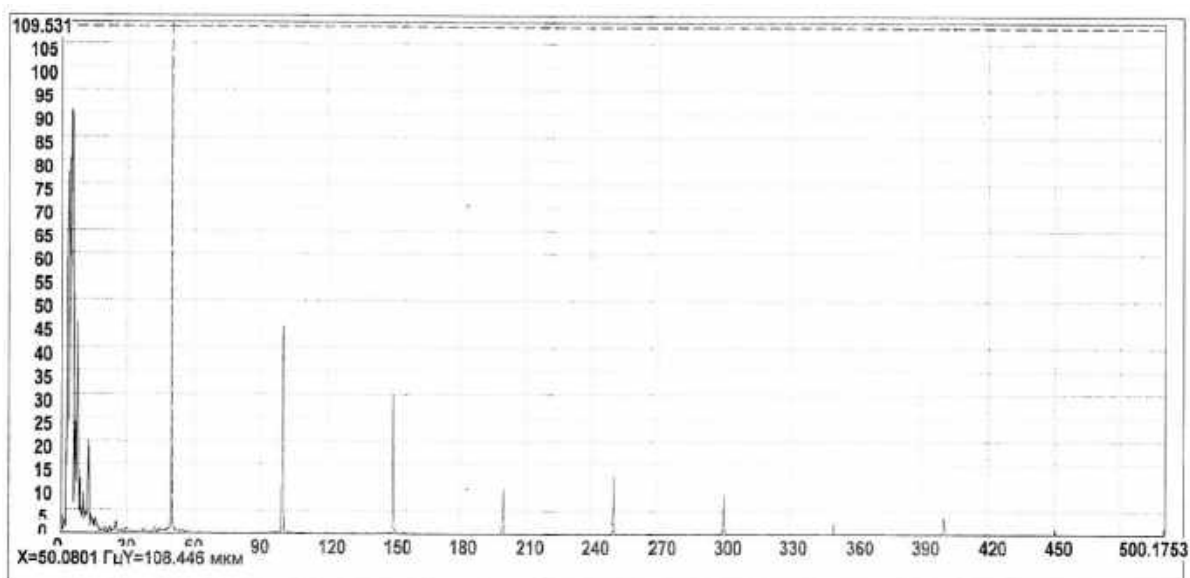


Рисунок 4.10 – Спектр вібрації внутрішнього контактного кільця у вертикальному напрямку (2А, мкм)

4.4 Основні рекомендації щодо обстежуваного турбогенератора

Теплові випробування, проведені на турбогенераторі ТГВ-200 до капітального ремонту, показали, що при роботі турбогенератора з номінальними електричними параметрами температура активних і конструктивних частин не перевищує допустимих значень. Проте запас по нагріванню статора обмотки відсутній, запас по нагріванню осердя статора становить 5 °С, а обмотки ротора – 15 °С. Відсутній контроль температури гарячого газу на виході з ковпачків обмотки статора.

Необхідно відновити та задіяти у штатну систему вимірювань термоперетворювачі опору 3ГГ, 4ГГ та 5ГГ, задіяти в систему контролю термоперетворювачі опору 5ГХ та 9ГХ.

Під час проведення капітального ремонту рекомендовано виконати заміну застарілої системи теплового контролю турбогенератора на сучасну з урахуванням комп'ютерної техніки. У системі теплового контролю необхідно ввести позначення термоперетворювачів опору відповідно до технічної документації на турбогенератор.

Для підвищення експлуатаційної надійності турбогенератора та забезпечення

можливості його роботи при максимальних навантаженнях при проведенні капітального ремонту необхідно виконати ревізію та чищення газоохолоджувачів та впровадження часткової рециркуляції охолоджувальної води з метою підвищення температури води на вході в газоохолоджувачі під час роботи турбогенератора в зимову пору року.

Вібрація підшипникових опор у вертикальному та поперечному напрямках відповідає вимогам стандарту [6], а рівень вібрації корпусу статора з подвійною оборотною частотою та вібрація контактних кілець відповідає вимогам стандарту [7].

Метод непрямої оцінки технічного стану системи кріплення (підвіски) осердя до корпусу статора за рівнем віброприскорення корпусу статора показує, що стан осердя статора та системи його кріплення відповідає оцінці "задовільно" відповідно до методу непрямого віброконтролю для оцінки технічного стану підвіски осердя статорів. Даний метод має орієнтовний характер і вимагає підтвердження за допомогою дублюючих та уточнюючих методів контролю: ретельний візуальний огляд, визначення частотних властивостей осердя та стяжних призм, вимірювання вібрації рами та активної сталі тощо.

Необхідно відновити роботу непрацездатної системи вібромоніторингу активної сталі осердя статора та рами.

Для проведення верифікації аналітичних розрахунків отриманих в дисертаційній роботі та оцінки точності натурних експериментів для зіставлення використовувалися результати робіт [8, 9, 10].

4.5 Висновки до четвертого розділу

Розглянуті випробування на нагрівання турбогенератора потужністю 200 МВт з водневим охолодженням перед виведенням в капітальний ремонт, а також його вібраційні випробування.

Аналіз теплового стану частин турбогенератора показує, що досліджуваний турбогенератор на момент проведення випробувань має деякі запаси з температур лише за рахунок низької температури охолоджуючих середовищ, що пов'язане з

проведенням випробувань в зимовий період. Розрахункові очікувані температури активних частин турбогенератора для максимальної температури охолоджуючого газу в літній період показують, що турбогенератор фактично не здатний забезпечити роботу в номінальному режимі через наближені до граничних температури активних частин, найбільш критичним є відсутність запасу з температури обмотки статора.

Вібраційний стан турбогенератора за результатами випробувань знаходиться на задовільному рівні, який відповідає придатності турбогенератора до тривалої експлуатації за цим параметром.

За результатами випробувань був знайдений ряд недоліків в роботі існуючих систем контролю та моніторингу технічного стану турбогенератора, експлуатаційному персоналу були надані відповідні рекомендації щодо виправлення цих недоліків.

4.6 Література до четвертого розділу

1. ДСТУ ІЕС 60034-1:2019 Машини електричні обертові. Частина 1. Номінальні та робочі характеристики. (ІЕС 60034-1:2017, IDT).

2. ДСТУ EN ІЕС 60034-3:2022 Машини електричні обертові. Частина 3. Спеціальні вимоги до синхронних генераторів з приводом від парових або газових турбін (EN ІЕС 60034-3:2020, IDT; ІЕС 60034-3:2020, IDT).

3. РД 34.45.309-92 Методичні вказівки з проведення випробувань на нагрівання генераторів.

4. РД 34.45.310-89 Вказівки з проведення комплексних випробувань генераторів і блоків генератор-трансформатор на електростанціях.

5. Технічний опис та інструкція з монтажу та експлуатації турбогенератора ТГВ-200 з водневим охолодженням ОТХ.412.005. Випуск VII. р. Харків, 1969 р., 143 с.

6. ДСТУ ISO 10816-2:2009 Механічна вібрація. Оцінювання стану машин за результатами вимірювань вібрації на необертових частинах. Частина 2. Великі стаціонарні парові турбіни та генератори номінальною потужністю від 50 МВт і

номінальною частотою обертання 1500 об/хв, 1800 об/хв, 3000 об/хв та 3600 об/хв (ISO 10816-2:2001, IDT).

7. COY-H EE 20.302:2020 Норми випробування електрообладнання.

8. Tretiak, O., **Kovryga, A.**, Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., Arefieva, M., Penkovska, N., Madonych, A. (2024). Estimating the influence of the rigidity of support assemblies on the resonance phenomena and the vibration state of a hydraulic unit. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6 (7 (132), 53–64. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>

9. Tretiak, O., **Kovryga, A.**, Makarov, P., Penkovska, N., Kravchenko, S. Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. LNNS, vol. 1008, pp. 75–90, Springer, Cham. Print ISBN 978-3-031-61414-9, Online ISBN 978-3-031-61415-6.

https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_7.

10. LI International scientific and practical conference «Evolution and Improvement of Traditional Approaches to Scientific Research», December 11-13, 2024, Ljubljana, Slovenia ISBN 978-617-8427-41-2, **Коврига Антон**, Особливості розрахункового визначення теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора. <https://doi.org/10.70286/isu-11.12.2024>.

ВИСНОВКИ

В ході виконання комплексних дисертаційних досліджень були отримані наступні нові наукові та практичні результати:

1. Був проведений аналіз існуючих систем охолодження турбогенераторів та електромагнітних навантажень, які можливо прийняти на етапі вибору основних геометричних розмірів активних частин. Розглянутий вплив вибраної системи охолодження на масогабаритні характеристики машини та її показники надійності та зручності експлуатації.

2. Був проведений порівняльний аналіз основних існуючих методик та алгоритмів вентиляційного та теплового розрахунку систем охолодження турбогенераторів.

3. Була розглянута загальна методика виконання розрахунку системи охолодження методом скінчених елементів, що враховує особливості роботи турбогенератора та заснована на розв'язанні комплексу задач теплопровідності і газодинаміки у програмному комплексі SolidWorks Simulation. Задача припускається незв'язаною, що дає можливість виконання послідовного розв'язання рівнянь з їхнім поступовим ітераційним уточненням.

4. Було визначено, що існуючий математичний апарат при проектуванні турбогенератора дозволяє виконувати розрахунки в тривимірній постановці методом скінчених елементів з достатньо високою точністю, щоб отримати докладну картину розподілу температур між елементами конструкції.

5. Був вдосконалений алгоритм завдання граничних умов для тривимірної моделі щітково-контактного апарату.

6. Був створений новий метод розрахунку теплового стану щітково-контактного апарату турбогенераторів із вирішенням сукупності задач руху газу та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінчених елементів. На основі методу отриманий розподіл температур елементів щітково-контактного апарату, пов'язаний з особливостями протікання охолоджуючого повітря в різних частинах вентиляційного тракту та, відповідно, різних умов

охолодження для кожної окремої ділянки струмопровідних частин.

7. Була надана обґрунтування можливості встановлення фільтрів в конструкції системи охолодження щітково-контактного апарату з забезпеченням експлуатації в усіх дозволених режимах експлуатації турбогенератора з дотриманням умов за допустимими температурами на рівні класу нагрівостійкості ізоляції В (120 °C).

8. Були розглянуті результати випробувань на нагрівання з визначенням запасів температур активних частин та вібраційні випробування турбогенератора потужністю 200 МВт з водневим охолодженням.

9. Представлена дослідна робота надає науково обґрунтовані методи визначення теплового стану щітково-контактного апарату та інших вузлів турбогенератора, що дає можливість оптимізації конструкції нових електричних машин та пошуку резервів підвищення потужності існуючого генеруючого обладнання. Використання представлених у роботі результатів дозволить збільшити електричну потужність та забезпечити надійну роботу теплових електростанцій України.

ДОДАТОК А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Статті у наукових фахових виданнях затверджених МОН України:

1. **А.Є. Коврига**, Особливості розрахункового визначення теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора, J. Of Mech. Eng., 2024, Том 27, № 4, сс. 22-30. <https://doi.org/10.15407/pmach2024.04.022>

Статті у виданнях, що реферуються у базі даних Scopus:

1. Tretiak, O., **Kovryga, A.**, Kravchenko, S., Shpitalnyi, D., Zhukov, A., Serhiienko, S., Arefieva, M., Penkovska, N., Madonych, A. (2024). Estimating the influence of the rigidity of support assemblies on the resonance phenomena and the vibration state of a hydraulic unit. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6 (7 (132), 53–64. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.316778>;

2. Tretiak, O., Arefieva, M., Makarov, P., Serhiienko, S., Zhukov A., Shulga I., Penkovska N., Kravchenko S., **Kovryga A.** "Study of Different Types of Ventilation and Cooling Systems of Bulb Hydrogenerators in a Three-Dimensional Setting," SAE Int. J. Mater. Manf. 18(3):2025, <https://doi.org/10.4271/05-18-03-0020> .

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. Tretiak, O., **Kovryga, A.**, Makarov, P., Penkovska, N., Kravchenko, S. Mathematical Modeling of the Thermal State of the Brush-Holders Device in a Three-Dimensional Setting. Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2023. ICTM 2023. LNNS, vol. 1008, pp. 75–90, Springer, Cham. Print ISBN 978-3-031-61414-9, Online ISBN 978-3-031-61415-6. https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_7 .

2. LI International scientific and practical conference «Evolution and Improvement of Traditional Approaches to Scientific Research», December 11-13, 2024, Ljubljana, Slovenia ISBN 978-617-8427-41-2, **Коврига Антон**, Особливості розрахункового визначення теплового стану щітково-контактного апарату турбогенератора. <https://doi.org/10.70286/isu-11.12.2024> ;

3. XX Міжнародна науково-технічна конференція «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», 26–27 грудня, 2024, Харків, **Коврига А.Є.** «Особливості тепловідведення генеруючого обладнання електростанцій» <https://ittf.kiev.ua/xx-mizhnarodna-naukovo-texnichna-konferenciya-energetichni-ta-teplotexnichni-procesi-j-ustatkuvannya/> .

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

1. Третяк О.В., **Коврига А.Є.**, Макаров П.М. Методологія розрахунку механічно навантажених вузлів гідрогенераторів, монографія, Харків: Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського «ХАІ»; - Харків: КП «Міська друкарня», 2023 - 95 с. IBSN 978-617-619-285-5;

2. Патент на корисну модель UA 115656, Україна, МПК H02K 1/32, H02K 1/26. Ротор турбогенератора з концентричною обмоткою / Гордієнко В.Ю., Грубой О.П., Кобзар І.В., **Коврига А.Є.**, Левченко Г.Г., Рогалін С.В., Черемісов І.Я., Хлопков О.М. – № а201403287; заявл. 31.03.2014; опубл. 11.12.2017; Бюл. № 23. – 7 с. <https://ua.patents.su/patents/h02k-1-32>

ДОДАТОК Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

**УКРАЇНСЬКІ
ЕНЕРГЕТИЧНІ
МАШИНИ**



**UKRAINIAN
ENERGY
MACHINES**

Акціонерне товариство «Українські енергетичні машини»
(АТ «Укренергомашини»)
проспект Героїв Харкова, 199, м. Харків, 61037, Україна
тел.: +38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54
e-mail: office@ukrenergymachines.com, www.ukrenergymachines.com
Над ЄДРПОУ 05762269



«UKRAINIAN ENERGY MACHINES», Joint stock company
(«Ukrenergymachines», JSC)
Heroiv Kharkova avenue, 199, Kharkiv, 61037, Ukraine
tel.: +38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54
e-mail: office@ukrenergymachines.com, www.ukrenergymachines.com
USREOU code 05762269

№

На №

від

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Ковриги А.Є.
"Створення методів тривимірного моделювання теплового стану апаратів
щіткотримачів електричних генераторів для забезпечення підвищення
потужності основних агрегатів"
на АТ "Українські енергетичні машини"

Даним актом підтверджується, що наукові результати дисертаційної роботи Ковриги Антона Євгенійовича впроваджені в повному обсязі при проектуванні, виробництві, складанні та стендових випробуваннях турбогенераторів в частині дослідження системи вентиляції, теплового стану та підвищення потужності турбогенераторів, що виконувались відповідно до "Енергетичної стратегії України на період до 2035 р." (розпорядження Кабінету Міністрів України № 605-р. від 18.08.2017 р.), "Енергетичної стратегії України на період до 2050 р." (розпорядження Кабінету Міністрів України №373-р від 21 квітня 2023 р.) та заводських замовлень, що виконувались на АТ "Українські енергетичні машини", ТГВ-215-2ПТЗ потужністю 215 МВт, ТГВ-325-2АУЗ потужністю 325 МВт, ТГВ-210-2МУЗ потужністю 210 МВт.

Генеральний директор
АТ "Українські енергетичні машини"



Віктор СУБОТІН

ДОДАТОК В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
Національного аерокосмічного університету
ім. М.С. Жуковського «Харківський
авіаційний інститут»



Володимир ПІВЛІКОВ
2025р.

АКТ № 1 від 02.04. 2025р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
аспіранта кафедри 101

КОВРИГИ Антона Євгенійовича

на здобуття ступеня вищої освіти - доктор філософії
за спеціальністю 134 - Авіаційна та ракетно-космічна техніка

Комісія у складі:

голови: професора кафедри аерогідродинаміки, д.т.н., професора Дмитра ОБІДІНА
членів: доцента кафедри аерогідродинаміки, к.т.н., доцента Михайла РЕПЕТЕНКА
доцента кафедри аерогідродинаміки, к.т.н., доцента Олександра КАЩЕНКО

у період з 1 квітня 2025 року до 15 квітня 2025 року розглянула матеріали наукових
досліджень КОВРИГИ Антона Євгенійовича

Комісія засвідчує:

1. Результати дисертаційного дослідження, які особисто проведені КОВРИГОЮ Антоном Євгенійовичем, містять аналіз та розробку шляхів підвищення надійності генеруючого обладнання в умовах надкритичних навантажень.

2. Запропоновано новий метод розрахунку теплового стану елементів конструкції турбогенераторів, зокрема щітково-контактного апарату з додатково-встановленими фільтрами, у всіх допустимих режимах роботи турбогенератора із вирішенням сукупності задач руху охолоджуючого середовища та теплопровідності у тривимірній постановці із використанням методу скінчених елементів та сучасних методів комп'ютерного моделювання. Це дало змогу отримати розподіл температур елементів щітково-контактного апарату, пов'язаний з особливостями протікання охолоджуючого повітря в різних частинах вентиляційного тракту та, відповідно, різних умов охолодження для кожної окремої ділянки струмопровідних частин. Запропонований метод дає можливість оптимізації конструкції нових електричних машин та пошуку резервів підвищення потужності існуючого генеруючого обладнання. Використання представлених у роботі результатів дозволить збільшити електричну потужність та забезпечити надійну роботу теплових електростанцій України.

Запропонована методологія вирізняється вдосконаленим алгоритмом завдання граничних умов для тривимірних моделей конструктивних компонентів енергетичного обладнання в частині детального опису теплових втрат з врахуванням пари тертя вал-щітки, вентиляційних та омичних втрат, включаючи основні та додаткові. У межах розв'язання тривимірної задачі розрахунку системи вентиляції та теплового стану елементів конструкції турбогенераторів на

основі геометричної моделі конструкції наведено початкові та граничні умови, з удосконаленням методу їхнього обчислення, на базі яких проведено дослідження просторової картини розподілу температури вузлів та елементів щітково-контактного апарату турбогенератора з встановленим фільтром. Це дозволило надати обґрунтування можливості встановлення фільтрів в конструкції системи охолодження щітково-контактного апарату з забезпеченням експлуатації в усіх дозволених режимах експлуатації турбогенератора з дотриманням умов за допустимими температурами на рівні класу нагрівостійкості ізоляції В.

Достовірність одержаних результатів встановлено шляхом їхнього порівняння з аналітичними розв'язками, що зазвичай використовуються під час проектування електричних машин, отриманими за класичними інженерними методиками, а також з даними експериментальних досліджень.

3. Результати наукових досліджень впроваджені у науково-дослідній роботі (№ держреєстру: 012315101977).

4. Результати наукових досліджень використані при розробці робочих програм та внесені у лекційні курси дисциплін «Аеродинаміка та динаміка ракет», «Випробування та сертифікація літальних апаратів», «Аеродинаміка літального апарату» та «Гідравліка».

5. Результати наукових досліджень вважати реалізованими.

Голова комісії

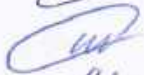
д.т.н, професор



Дмитро ОБІДІН

Члени комісії

к.т.н, доцент



Михайло РЕПЕТЕНКО

к.т.н, доцент



Олександр КАЩЕНКО